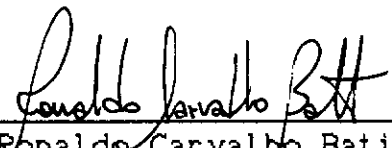


ANÁLISE GLOBAL-LOCAL
DE "RISERS" FLEXÍVEIS

JOÃO CARLOS DE CASTRO ROSAS

TESE SUBMETIDA AO CORPO DOCENTE DA COORDENAÇÃO DOS PROGRAMAS DE
PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA DA UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE
JANEIRO COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO
DO GRAU DE MESTRE EM CIÊNCIAS EM ENGENHARIA CIVIL.

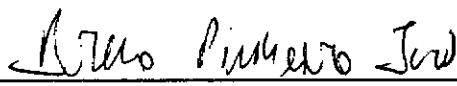
Aprovada por:



Prof. Ronaldo Carvalho Batista, Ph.D.
(PRESIDENTE)



Prof. Benjamin Ernani Diaz, Dr. Ing



Prof. Breno Pinheiro Jacob, D.Sc.

RIO DE JANEIRO, RJ - BRASIL

DEZEMBRO DE 1992

ROSAS, JOÃO CARLOS DE CASTRO

ANÁLISE GLOBAL-LOCAL DE "RISERS" FLEXÍVEIS.

[RIO DE JANEIRO] 1992.

XVIII, 160 p. 29.7 cm (COPPE/UFRJ, M.Sc., Engenharia Civil)
1992

Tese - Universidade Federal do Rio de Janeiro,
COPPE.

1. Estruturas "Offshore"

I. COPPE/UFRJ

II. TÍTULO (série)

A meus pais Luiz Carlos

(in memorium) e Marina

AGRADECIMENTOS

Ao professor Ronaldo Carvalho Batista pela orientação dedicada, incentivo, profissionalismo e ensinamentos sem os quais não seria possível concluir este trabalho.

À minha mãe e meus irmãos pelo apoio e confiança que recebi durante todo o curso, amigos com quem espero continuar contando sempre.

À Flávia Miguez pelo incentivo, pela paciência e principalmente pelo carinho e compreensão.

Ao Flávio Torres, Arnaldo Papaleo, Carlos Alberto Lemos, Cláudio Paixão, Luiz Fernando, Suzana Satamini e Pedro Barusco, companheiros de dificuldades e de muito trabalho no CENPES.

Ao amigo Gustavo Saad Terra pelas conversas em tantos momentos de dificuldades.

Aos amigos Ricardo Valeriano e Michele Pfeil pelos esclarecimentos e presteza nos momentos de dúvidas.

RESUMO DA TESE APRESENTADA À COPPE/UFRJ COMO PARTE DOS
REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM
CIÊNCIAS (M. Sc.)

ANÁLISE GLOBAL-LOCAL DE "RISERS" FLEXÍVEIS

João Carlos de Castro Rosas

Dezembro de 1992

Orientador: Ronaldo Carvalho Batista

Programa: Engenharia Civil

Este trabalho apresenta uma ferramenta unificada para análise global-local do comportamento mecânico - estrutural de "risers" flexíveis, multi-camadas, usados para exploração de petróleo "offshore".

Uma análise quase-estática , não-linear geométrica, do comportamento planar desse componente, é realizada para situações de operação da plataforma, considerando-se seu passeio de longo período.

Paralelamente, são realizadas análise lineares estáticas do comportamento mecânico local e das deformações e tensões resultantes nas diversas camadas não-aderentes de segmentos

selecionados do "riser".

Os resultados obtidos servem para demonstrar que algumas prescrições práticas, usualmente adotadas para a análise e projeto desses componentes flexíveis, podem ser, por vezes, muito conservadoras e, por outras, contra a segurança.

Finalmente, são sugeridas algumas simplificações para análise global de uma linha isolada e alguns desenvolvimentos necessários para cálculos mais refinados.

ABSTRACT OF THESIS PRESENTED TO COPPE/UFRJ AS PARTIAL
FULLFILLMENT OF THE REQUIREMENTS FOR THE DEGREE OF MASTER OF
SCIENCE (M.Sc.)

João Carlos de Castro Rosas

December, 1992

Thesis Supervisor: Ronaldo Carvalho Batista

Department: Civil Engineering

An unified numerical tool for a global-local analysis of the structure mechanical behaviour of multi-layered flexible risers intended for offshore oil exploitation is presented.

A quasi-static geometric nonlinear analysis of the planar behaviour of these componentes is carried out for operational scenarios, considering long period excursion of a floating platform.

Linear static analysis of the local behaviour including resultant strains and stresses in the unbonded layers are also made for selected spans over the riser length.

The obtained numerical results from a typical component are used to demnstrate that certain usual practical design and

checking procedures may be sometimes overconservative and someother times underconservative.

Finally, some simplifying assignments are forwarded for global analysis of an isolated flexible riser, and some necessary developments towards more refined calculations are underlined.

ÍNDICE

página

CAPÍTULO I - INTRODUÇÃO 1

 I.1 - Motivação e Objetivos do Trabalho 1

 I.2 - Escopo do Trabalho 4

CAPÍTULO II - PRINCIPAIS APLICAÇÕES E CARACTERÍSTICAS
 DO "RISER" FLEXÍVEL 6

 II.1 - Aplicações..... 6

 II.2 - Configurações de um "Riser"..... 8

 II.2.1 - Configuração em Catenária Livre 10

 II.2.2 - Configuração em "Lazy-S" 12

 II.2.3 - Configuração em "Lazy-Wave" 12

 II.2.4 - Configuração em "Steep-S" 14

 II.2.5 - Configuração em "Steep-Wave" 14

 II.3 - Características de um "Riser" Flexível 16

 II.3.1 - Características de um "Riser Unbonded" 16

 II.3.1.1 - Características da Carcaça Inter-
 Travada 20

 II.3.1.2 - Camadas de Polímeros 23

II.3.1.3 - Camada de Pressão Interna	24
II.3.1.4 - Armaduras de Tração	26
II.4 - Problemas Recentes	26
II.5 - Novos Conceitos	28

CAPÍTULO III - ELEMENTOS FINITOS APLICADOS À "RISERS"

FLEXÍVEIS	29
III.1 - Introdução	29
III.2 - Elemento de Cabo Catenária	30
III.3 - Elemento de Treliza	33
III.4 - Elemento de Pórtico	34
III.5 - Elemento Finito de JENNINGS	37
III.6 - Considerações de Pressão Externa e Interna	49

CAPÍTULO IV -ANÁLISE NÃO-LINEAR DE ESTRUTURAS FLEXÍVEIS 54

IV.1 - Introdução	54
IV.2 - Generalidades	54
IV.3 - Formulações Para Análise Não-Lineares de	
Pórticos	56
IV.3.1 - Teoria	56
IV.3.2 - Matriz de Rigidez Incremental	57
IV.3.3 - Matriz de Rigidez Tangente	62

IV.3.4 - Matriz de Rigidez Secante	62
IV.4 - Algoritmos de Soluções para Equações Não-	
-Lineares	64
IV.4.1 - Processo Incremental	64
IV.4.2 - Método Incremental-Iterativo (Newton-	
-Raphson)	68
IV.4.3 - Método Direto (Secante)	74
IV.4.4 - Método Incremental-Secante	77
IV.5 - Critérios de Convergência	77
IV.6 - Descrição do Programa Implementado	81
IV.7 - Exemplos Numéricos	84
IV.7.1 - Exemplo 1 - A Catenária Completa	84
IV.7.2 - Exemplo 2 - Cabo Inclinado com Apoio	
Deslizante	88
CAPÍTULO V - COMPORTAMENTO MECÂNICO LOCAL DE "RISERS".	93
V.1 - Introdução	93
V.2 - Comportamento Mecânico Local Sob Ação de	
Carregamento Axissimétrico	94
V.3 - Comportamento Mecânico Local Sob Flexão	105
V.4 - Verificação do Estado Limite Último	117
CAPÍTULO VI - EXEMPLO PRÁTICO	123

VI.1 Exemplo - A Catenária Livre em operação	123
CAPÍTULO VII - COMENTÁRIOS FINAIS E SUGESTÕES	150
VII.1 - Comentários Finais	150
VII.2 - Sugestões	153
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	154

SIMBOLOGIA

LETRAS ROMANAS:

A - Área da seção transversal do elemento ou "riser"

\tilde{A} - Matriz de transformação para os deslocamentos do sistema intermediário para o sistema básico

a_{ext} - Raio externo final

a - Raio interno do toro circular

C_N - Curvatura da armadura hélica

c,d - Dimensões da seção transversal da armadura

\tilde{D} - Matriz auxiliar oriunda de diferenciação parcial

E - Módulo de elasticidade do sistema estrutural

EA - Rigidez axial

\tilde{E} - Vetor de deslocamentos básicos

e - Encurtamento axial do elemento no sistema básico

EI - Rigidez a flexão

F - Força axial atuante na análise local

F_{EXT} - Forças externas aplicadas ao sistema

F_a - Vetor de forças aplicadas no algoritmo secante

f_i - forças nodais

F_{int} - Vetor de forças internas

FH - Força horizontal atuante na catenária

- G - Módulos elásticoa de cisalhamento de uma camada
 g - Aceleração da gravidade
 H_1 - Esforço horizontal do nó 1
 H_{21} - Esforço horizontal do nó 21
 I - Momento de inércia
 I_{xi} - Momento de inércia a flexão radial
 I_{yi} - Momento de inércia a flexão transversal
 \tilde{K} - Matriz de rigidez do sistema estrutural ou do elemento
 \tilde{K}_L - Matriz de rigidez linear do sistema estrutural
 \tilde{K}_G - Matriz de rigidez função linear do esforço axial
 \tilde{k} - Matriz de rigidez do sistema básico
 \tilde{K}_I - Matriz de rigidez incremental
 \tilde{K}_o - Matriz de rigidez convencional linear
 \tilde{K}_p - Matriz de rigidez linear esforço axial
 \tilde{K}_1 - Matriz de rigidez não-linear de primeira ordem
 \tilde{K}_2 - Matriz de rigidez não-linear de segunda ordem
 \tilde{K}_T - Matriz de rigidez tangente
 \tilde{K}_s - Matriz de rigidez secante
 \bar{L} - Comprimento de arco de uma curva sobre a superfície de um toro circular
 l, L - Comprimento do elemento finito
 \tilde{L} - Vetor de forças no sistema original
 L_i - Comprimento unitário
 M_{AB}, M_{BA} - Momento de extremidade do sistema básico

- M - Número de camadas de polímero
- N - Número de camadas de armadura
- N_{ef} - Esforço axial efetivo
- N_T - Esforço axial causado pela tração
- NGL - Número de graus de liberdade
- P_{c_i} - Pressão de contato entre as camadas
- P - Esforço axial na análise global
- \vec{P} - Vetor de forças no sistema básico
- \vec{P}_{tot} - Vetor de forças totais aplicadas
- \vec{P}_{inc} - Vetor incremental de cargas aplicadas
- Pint - Pressão interna
- Pext - Pressão externa
- q - Carga vertical por unidade de comprimento
- R - Raio de curvatura da tubulação
- \vec{R} - Vetor de forças no sistema intermediário
- S1 - tensão atuante na armadura de tração mais interna
- S2 - tensão atuante na armadura de tração mais externa
- S3 - tensão atuante na camada "interlocked"
- S4 - tensão atuante na camada de polímero mais interna
- S5 - tensão atuante na camada de polímero mais externa
- SR - tensão de ruptura do material
- T - Tração no cabo ou "riser" para análise global
- T - Momento torçor para análise local
- \vec{T} - Matriz de transformação para os deslocamentos do sistema

original para o sistema intermediário

U - Energia de deformação

U_i - deslocamentos nodais

U_a - Vetor de deslocamentos aplicados no algoritmo secante

\tilde{U} - Vetor de deslocamentos do sistema estrutural

u - Deslocamento relativo medido na direção paralela

v - Deslocamento relativo medido na direção perpendicular

V - Energia potencial total

V_1 - Esforço vertical do nó 1

V_{21} - Esforço vertical do nó 21

W - Peso próprio do material por unidade de comprimento

\tilde{X} - Vetor de deslocamentos nodais

X_A, Y_A, θ_A - Deslocamentos e rotação do nó A do elemento

X_B, Y_B, θ_B - Deslocamentos e rotação do nó B do elemento

SIMBOLOGIA

LETRAS GREGAS:

α_i - Ângulo de assentamento das armaduras

$\bar{\alpha}$, ϕ e θ - Ângulos auxiliares na análise local

δ - símbolo para variação

Δ - Deslizamento e deslizamento relativo

$\Delta \tilde{R}$ - Vetor de equilíbrio de forças nodais

$\delta L/L$ - Alongamento axial na análise local

$\delta a_i/a_i$ - Variação do raio de cada camada

$\delta \phi$ - Rotação axial da seção transversal

$\Delta \phi$ - Variação no ângulo da hélice

ε_o - Deformação incremental no início do passo de carga

ε_a - Deformação adicionada que desenvolve durante o passo de carga

ξ - Função deslocamento

ϕ_{AB} , ϕ_{BA} - Rotação na extremidade do elemento do sistema básico

Γ - Coeficiente de segurança

μ_i - Coeficiente de atrito entre as camadas

ν - Coeficiente de poisson do material

θ_{AB} , θ_{BA} - Rotação na extremidade do elemento

σ - Tensão atuante no elemento

σ_t - Tensão normal nas armaduras

σ_n - Tensão radial nas armaduras

σ_b - Tensão circunferencial nas armaduras

σ_L - Tensão axial nos polímeros

σ_e - Tensão circunferencial nos polímeros

σ_a - Tensão radial nas armaduras nos polímeros

τ_z - Tensão cisalhante nos polímeros

CAPÍTULO I

INTRODUÇÃO

I.1 - MOTIVAÇÃO E OBJETIVOS DO TRABALHO

A crise energética dos últimos vinte anos e o esgotamento das reservas de petróleo no continente fez com que as empresas petrolíferas desenvolvessem tecnologias para a exploração de hidrocarbonetos em águas cada vez mais profundas. A exploração em grandes profundidade requer a utilização extensiva de tubulações ("risers"), que devem apresentar como principais características a leveza e a resistência, principalmente quando suspensas por uma plataforma flutuante.

Com aparecimento de polímeros cada vez mais leves e resistentes, o aço, que era largamente usado no passado, tem sido substituído por esses materiais plásticos em vários componentes.

Entretanto, alguns desses polímeros de utilização mais promissora, também têm suas deficiências. Os compostos com fios de Kevlar, por exemplo, possuem alta resistência axial e peso específico semelhante ao da água mas uma baixa resistência a tensões cisalhantes à abrasão.

Para aproveitar ao máximo as vantagens dos diversos materiais disponíveis, tem-se procurado soluções com estruturas

tubulares compostas de diferentes tipos de plásticos e aços. Este tipo de estrutura deve reunir as características desejadas alcançando algum ganho de resistência e sobretudo leveza e economia quando comparada com tubulações de aço.

Desta maneira sistemas estruturais do tipo "riser" flexível tornam-se cada vez mais frequentes na engenharia "offshore". Este tipo de tubulação é formado por uma estrutura interna multi-camadas, composta de materiais plásticos (Coflon, Poliamida 11 e Polietileno de alta resistência) e diferentes tipos de aço (aço inox e aço carbono). As camadas do "riser" interagem entre si de acordo com o carregamento aplicado acarretando em distribuições de tensões variadas.

Os especialistas neste tipo de estrutura realizam análises locais desconsiderando a análise global do "riser" flexível em operação.

O primeiro objetivo deste trabalho é desenvolver uma ferramenta para análise global-local de estruturas do tipo "riser" flexível, cuja discretização é feita por elementos finitos de pórtico plano com não linearidade geométrica. A análise é dirigida à investigação do comportamento mecânico local de um "riser" num caso de operação. Consideram-se apenas os esforços estáticos devidos : ao peso próprio, a pressão interna e a pressão externa e a movimento ou passeio da

plataforma flutuante (semi-submersível ou TLP).

Esta análise é orientada para a verificação de como variam as tensões e deformações em cada camada do "riser" em operação, durante a excursão da plataforma.

Os "risers" flexíveis são, atualmente, um dos itens mais caros num projeto de exploração de um campo de petróleo. É por esta razão que o tipo de análise aqui proposta constitui-se no segundo objetivo desse trabalho: orientar não só os fornecedores de "risers" mas também, e principalmente, os usuários deste produto, uma vez que a ferramenta desenvolvida permite que sejam avaliadas a segurança global, a eficiência estrutural e a taxa de aproveitamento dos materiais e componentes.

I.2 - ESCOPO DO TRABALHO

O capítulo II apresenta as principais aplicações e características dos "risers" flexíveis, indicando as configurações mais usadas no mundo e no Brasil. Neste capítulo as principais funções de cada camada do "riser" são enumeradas juntamente com os materiais mais usados em cada camada. Ao final do capítulo, são apresentados alguns dos problemas mais recentes e os novos conceitos em "risers" flexíveis.

O capítulo III apresenta alguns dos tipos de elementos finitos que têm sido normalmente utilizados para a análise de "risers" flexíveis, indicando de maneira sucinta as vantagens e desvantagens de cada elemento. Além disto, este capítulo apresenta de maneira explícita o elemento finito não-linear de pórtico plano de JENNINGS [21], que foi implementado em um programa computacional neste trabalho.

O capítulo IV apresenta os principais algoritmos de solução, largamente utilizados na análise não-linear estrutural.

Neste capítulo é apresentado um fluxograma resumido do programa implementado, bem como exemplos comparativos de análise global de estruturas não-lineares.

O capítulo V sumariza os principais aspectos do modelo

matemático para análise local utilizada neste trabalho , apresentando um modelo completo e outro simplificado.

No capítulo VI é apresentado um exemplo da análise global-local que trata de um "riser" em operação instalado em catenária livre a uma profundidade de 500 m.

No capítulo VII são apresentados comentários finais sobre resultados alcançados e algumas sugestões para trabalhos futuros. É notado que as tensões nas armaduras de tração e nos polímeros apresentam uma variação não-linear quando a plataforma se movimenta com grandes deslocamentos, incluindo aqueles passeios previstos em operação. Além disto, conclui-se que, para o exemplo analisado, as tensões nas camadas estão bem abaixo dos patamares de ruptura dos materiais usados, sugerindo que o projeto da estrutura interna do "riser" poderia ser otimizado, levando a um melhor aproveitamento dos materiais com a garantia necessária à segurança e à eficiência estrutural.

CAPÍTULO II

PRINCIPAIS APLICAÇÕES E CARACTERÍSTICAS DO "RISER" FLEXÍVEL

II.1 - APLICAÇÕES

"Risers" são estruturas tubulares que têm como principal função fazer o transporte do petróleo, do poço, no fundo do mar, até a plataforma. Estruturas deste tipo podem ser rígidas, compostas na maioria das vezes por tubos de aço, ou flexíveis que são tubos multi-camadas formados por aço e polímeros.

Quanto ao comportamento estrutural e a sua utilização, os dois tipos de "risers" são bastante diferentes.

O "riser" rígido pode ser analisado como um simples tubo de aço que embora rígido num trecho de pequeno comprimento, em águas cada vez mais profundas passa a ter um comportamento não-linear acentuado, típico de estruturas esbeltas

Já o "riser" flexível, por ser composto de várias camadas de aço e polímeros, apresenta uma rigidez à flexão cerca de cem mil vezes menor que a rigidez axial. Este tipo de estrutura tem comportamento bastante complexo e, quando analisado com o método dos elementos finitos, são poucas as formulações que apresentam bons resultados; isto será discutido nos capítulos seguintes.

Um outro aspecto interessante de seu comportamento é a variação tensões e deformações das camadas internas ao longo do comprimento de um "riser" flexível. Os chamados "flexíveis" podem estar sujeito à ações de peso próprio, pressão interna do fluido transportado, pressão hidrostática externa, ações ambientais e as que decorrem destas, que combinadas, criam situações bastante diversificadas de tensões nas camadas.

"Risers" flexíveis têm sido utilizados extensivamente na exploração offshore de hidrocarbonetos com uma variação muito grande de funções:

- produção e transporte do óleo cru;
- transporte e injeção de gás;
- injeção e transporte de água;
- injeção de produtos químicos;
- controle elétrico-hidráulico de equipamentos submarinos;

Devido à grande flexibilidade da estrutura multi-camadas , ele pode ser instalado em várias configurações diferentes. A escolha da configuração envolve uma série de parâmetros tais como: a lâmina d'água, o número de "risers" conectados na plataforma, capacidade da plataforma, as facilidades de instalação, as condições ambientais, e também os resultados de uma análise de custo-benefício.

Como será visto mais adiante, a escolha de uma configuração não adequada pode acarretar um prejuízo de dezenas de milhões de dólares para o empreendimento. Além do aspecto econômico, o tipo de configuração torna-se importante porque proporciona à plataforma maior ou menor rigidez no sistema plataforma-"riser"-amarras, influenciando, portanto, nos movimentos do sistema flutuante .

II.2 - CONFIGURAÇÕES DE UM RISER

São cinco os tipos de configurações mais usadas. Elas podem ser bastante simples e não usar nenhum tipo de acessório, como por exemplo a "free hanging" (catenária livre); ou mais sofisticadas, fazendo-se uso de bóias ou flutuadores distribuídos submersos e bases especiais (acessórios) como as demais configurações.

Antes de se começar qualquer projeto de um sistema de "risers" flexíveis, deve-se fazer uma análise de custo-benefício de cada uma das configurações. Algumas plataformas chegam a suportar dezenas de "risers", tornando portanto, a escolha da configuração um ponto crítico do projeto.

Não existe configuração melhor ou pior que outra. Existe aquela que mais se adequa dentro dos parâmetros do

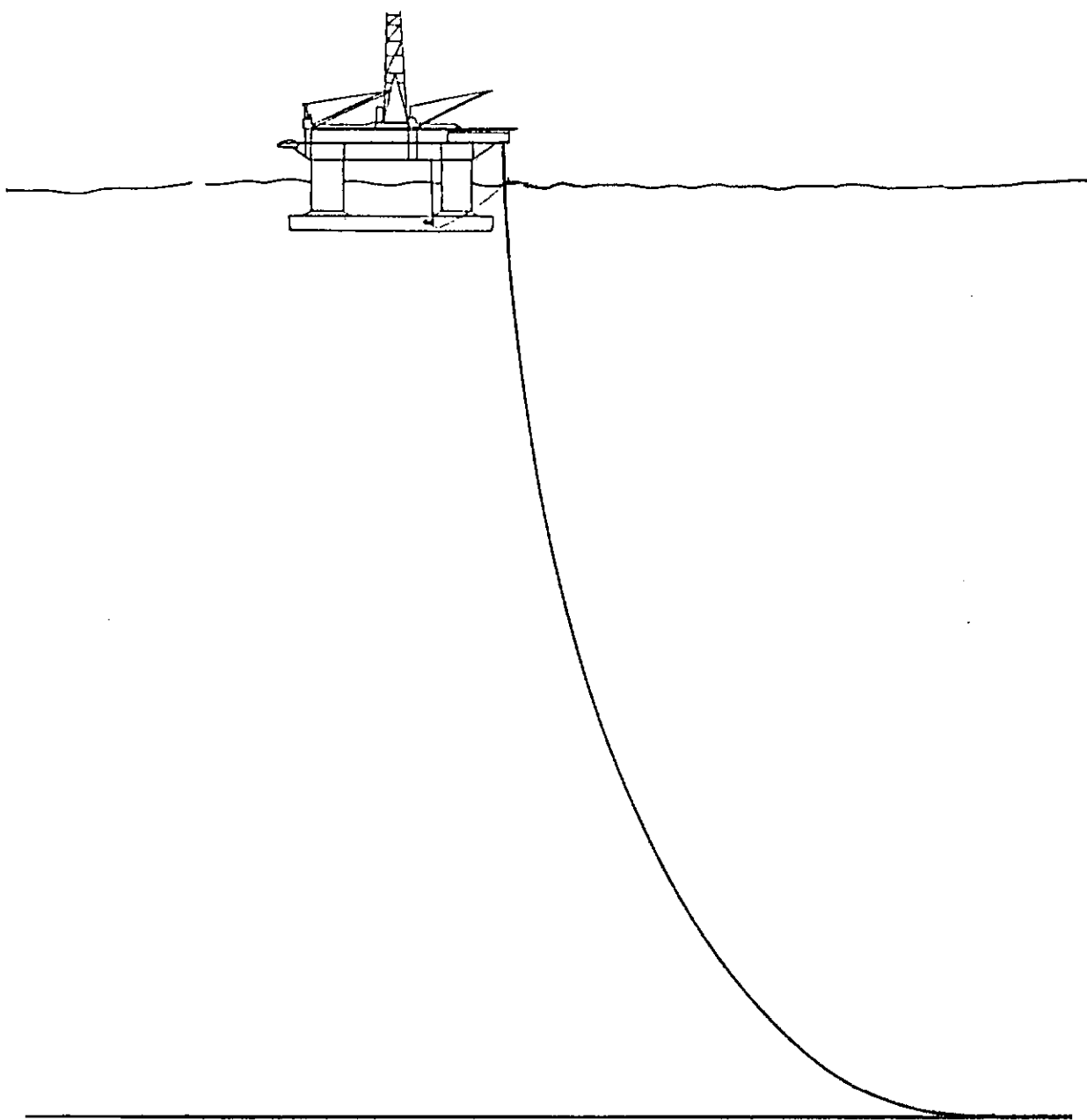
empreendimento. A escolha de uma configuração em catenária livre pode ser dita como econômica por não utilizar nenhum acessório (bóias ou flutuadores). O custo de tais flutuadores é extremamente alto. Entretanto a utilização destes recursos proporciona uma diminuição da carga na plataforma, diminuindo a quantidade de reforços estruturais e aumentando a capacidade da plataforma para outros inúmeros equipamentos que compõem uma planta de processo.

Uma vez definida a escolha de flutuadores ou bóia, o tamanho da bóia e a quantidade de flutuadores deve ser cuidadosamente calculada, para que assim possa ser definida a configuração mais eficiente, evitando-se gastos excessivos. Observando os esforços internos, a catenária livre é a que acarreta a maior carga axial ao "riser", ao passo que as demais configurações, por provocarem raios de curvatura pequenos, acarretam acréscimo de tensões nas camadas mais externas da estrutura.

As configurações que utilizam bóias ou flutuadores se movimentam mais quando sujeitas a ações ambientais do que a configuração em catenária livre. Isto se deve ao fato de um maior comprimento de "riser" estar suspenso e, principalmente, devido aos esforços ambientais, sobretudo de correntes, que promovem forças de arrasto sobre a bóia ou os flutuadores, levando junto o "riser" flexível.

II.2.1 - CONFIGURAÇÃO EM CATENÁRIA LIVRE

A catenária livre é o tipo de configuração mais simples e mais usual no Brasil. Nesta configuração, o "riser" se apresenta em única catenária com uma extremidade conectada na plataforma e a outra que pode ser conectada a qualquer tipo de equipamento submarino. A figura II.1 ilustra este tipo de configuração.



II-1 - Configuração em catenária livre

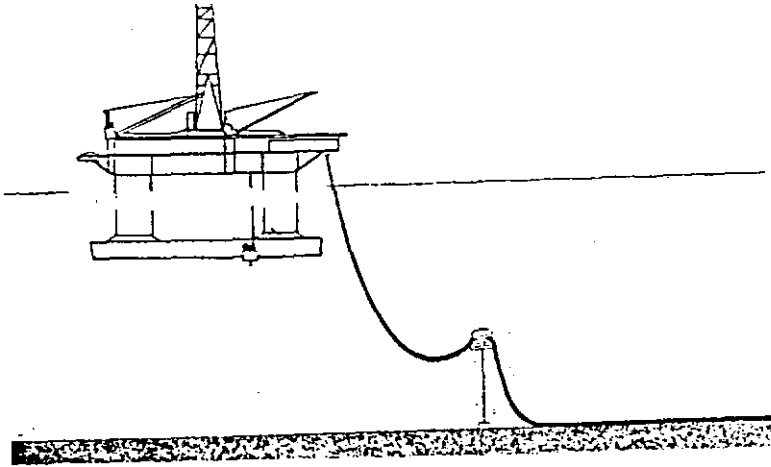
REFERÊNCIA: [31] SABBAGH

II.2.2 - CONFIGURAÇÃO EM "LAZY-S"

A configuração em "Lazy-S" é o tipo de configuração em que o "riser" se apresenta em dupla catenária separada por uma bóia de submersa e um arco guia. O arco guia e a bóia são fixados ao fundo do mar através de um cabo a um peso "morto". Este peso deve ser suficientemente grande para que a configuração não perca suas características.

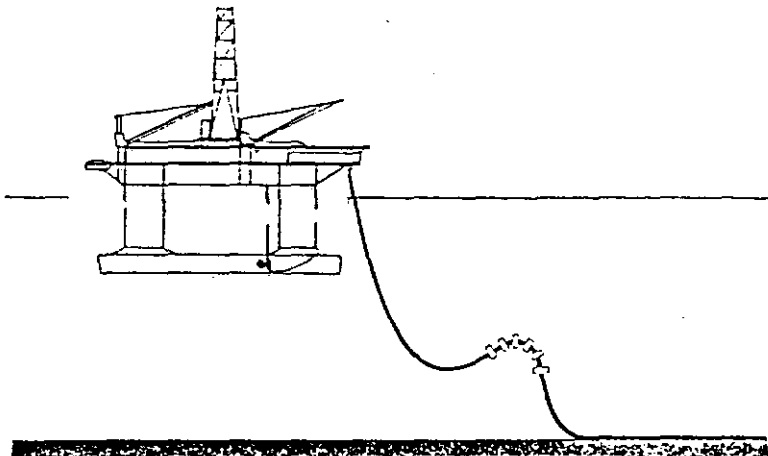
II.2.3 - CONFIGURAÇÃO EM "LAZY-WAVE"

A configuração em "Lazy Wave" é uma extensão da "Lazy S" em que a bóia de sub-superfície, o arco, o cabo e o peso "morto" são substituídos por um certo número de flutuadores. Estes flutuadores são presos no "riser" formando uma tripla catenária.



II.2 - Configuração em "lazy S"

REFERÊNCIA: [34] SABBAGH



II.3 - Configuração em "lazy wave"

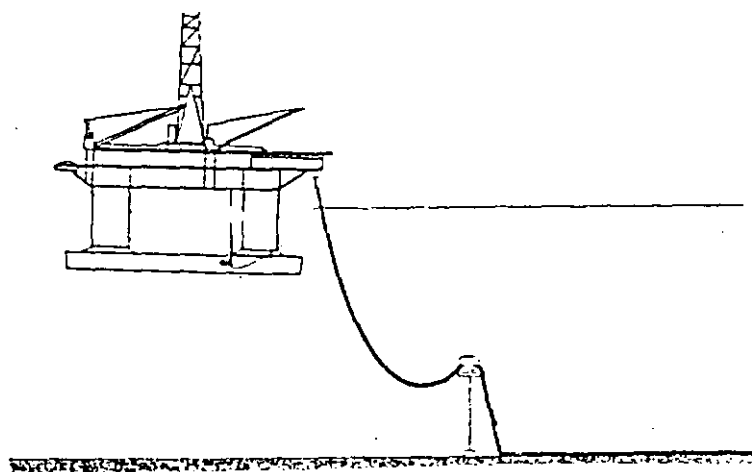
REFERÊNCIA: [34] SABBAGH

II.2.4 - CONFIGURAÇÃO EM "STEEP-S"

A configuração "Steep-S" é aquela em que o "riser" se apresenta de maneira semelhante a "Lazy-S", sendo a extremidade inferior do "riser" fixada a uma base mantendo o "riser" sempre tracionado.

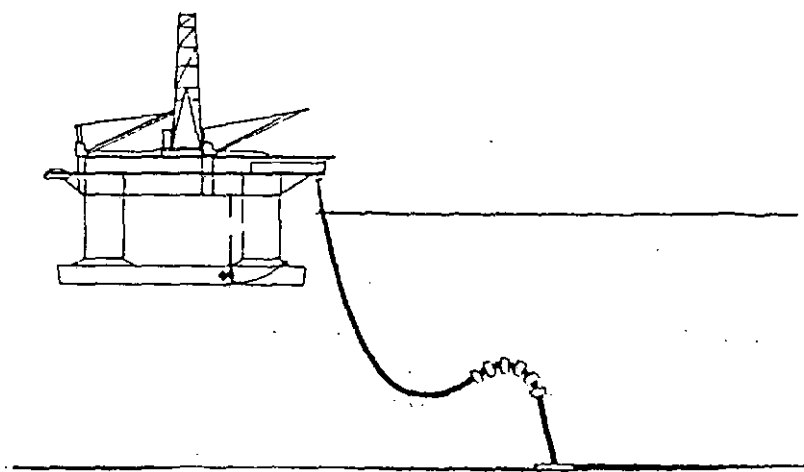
II.4.5 - CONFIGURAÇÃO EM "STEEP-WAVE"

A configuração "steep wave" é bastante semelhante a "Steep-S", na qual a bóia de submersa é substituída por um número determinado de flutuadores. Este tipo de configuração é bastante utilizado em sistemas antecipados de produção.



II.4 - Configuração em "steep S"

REFERÊNCIA: [31] SABBAGH



II.5 - Configuração em "steep wave"

REFERÊNCIA: [31] SABBAGH

II.3 - CARACTERÍSTICAS BÁSICAS DE UM "RISER" FLEXÍVEL

Existem na indústria offshore dois tipos de "risers" flexíveis: tubos de camadas não aderentes, chamados de "unbonded" e tubos de camadas aderentes, conhecidos por "bonded".

Grande parte das indústrias de petróleo, utiliza os tubos "unbonded", por ser esta concepção de "riser", a mais difundida no mercado internacional. Por esta razão, este trabalho limitou-se a apreciar apenas os "risers" flexíveis do tipo "unbonded".

II.3.1 - CARACTERÍSTICAS BÁSICAS DE UM "RISER" "UNBONDED"

A característica principal deste tipo de "riser" é que suas camadas são montadas uma em cima da outra e podem deslizar entre si. O que garante o bom funcionamento deste tipo de tubo é a pressão de contato que aparece entre as camadas. Esta pressão de contato faz com que as camadas trabalhem juntas para resistir às variadas solicitações que o "riser" sofre. Entretanto, para certos casos de carregamento podem ocorrer folgas entre duas camadas, provocando um deslizamento relativo e um aumento de tensões que pode levar o tubo ao colapso.

Nas interfaces das camadas, principalmente nas de aço,

surgem tensões de atrito que irão desgastar as armaduras diminuindo consideravelmente a vida útil do flexível.

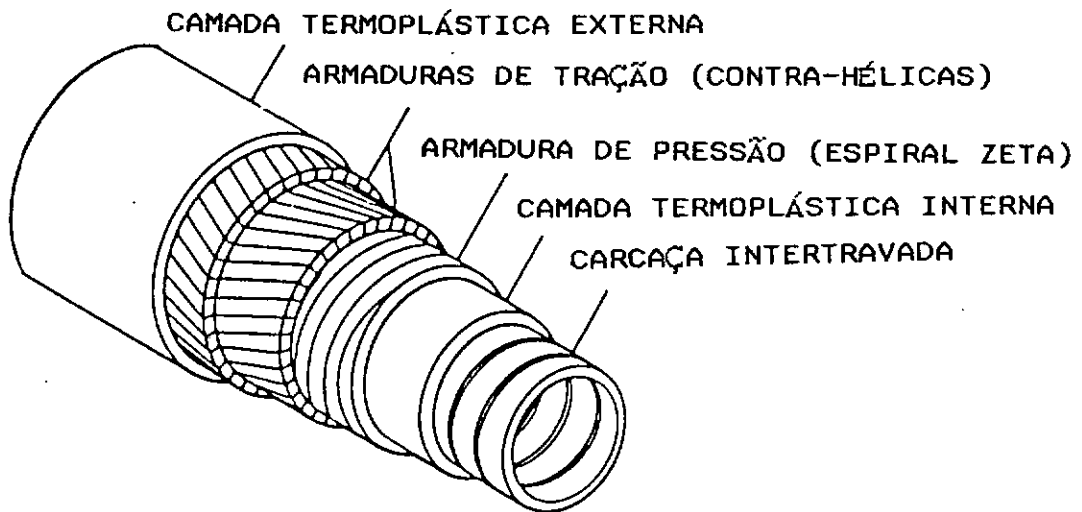
Um "riser" flexível contém [M] tubos plásticos de seção circular que em número, constituição e espessura variam de acordo com a função que o "riser" deverá desempenhar. As funções principais destas camadas são a de proteção e de estanqueidade. A proteção é contra a corrosão que ocorre nas armaduras provocada pelos os gases e substâncias tóxicas que são transportadas no interior do "riser". Além desta proteção, é necessário proteger também as armaduras da ação marítima que ocorre principalmente na região próxima ao nível do mar. Quanto a estanqueidade, as camadas plásticas impermeabilizam o tubo, definindo as parcelas de armadura que resistirão à pressão e à tração. Estas camadas plásticas quase não contribuem para a resistência mecânica do "riser" e juntamente com as armaduras helicoidais de aço, são responsáveis pela grande flexibilidade deste tipo de estrutura.

Além dos tubos plásticos existem também [N] camadas de armaduras de aço envolvendo contra-helicamente a forma tubular de seção circular. Cada camada i de armaduras de aço contém n_i espiras, cujas características geométricas de suas seções transversais e o ângulo de assentamento, é que determinam a função específica para qual foi projetada cada camada de armaduras dentro do conjunto de camadas.

Existem dois tipos de armaduras: as chamadas armaduras de pressão, que têm um passo muito pequeno e sua seção transversal geralmente é intertravada ou retangular, o que garante a resistência do tubo na direção radial; e as armaduras de tração, que podem ser de seção retangular cheia ou na forma de cordoalhas, que têm por finalidade principal resistir aos esforços na direção axial.

Pode-se afirmar que armaduras com ângulo de assentamento inferior à 55 graus resistem aos esforços axiais. Este tipo de armadura é utilizada em número par de camadas como armadura de tração. Já aquelas que são assentadas com ângulo superior à 55 graus são responsáveis pela resistência radial do tubo, resistindo a esforços de pressão interna e externa e a pressões de estrangulamento por ocasião da instalação do "riser".

Além destes dois tipos de camadas, alguns fabricantes utilizam fitas de material plástico, que têm a função de reduzir o atrito entre as camadas, diminuindo o desgaste das armaduras. A composição típica de um "riser" flexível é apresentada na figura II.6 .



II.6 - Composição típica de um "riser"

REFERÊNCIA: [31] SABBAGH

1 - Carcaça de aço intertravada com passo pequeno - esta camada é responsável pela resistência à pressão externa;

2 - Camada tubular de polímero - impermeabiliza o tubo e protege as armadura mais internas de ações corrosivas de gases ou produtos químicos;

3 - Espira de aço reforçada - também com passo pequeno, tem a função de resistir à pressão interna;

4 - Camada dupla de armadura de seção transversal retangular - (é responsável pela resistência das solicitações axiais tração e torção);

5 - Camada tubular de polímero - tem a função de proteger o "riser" das ações marítimas corrosivas e faz também uma proteção mecânica do "riser".

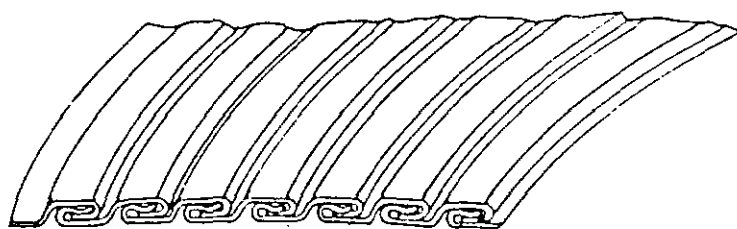
II.3.1.1 - CARACTERÍSTICAS DA CARCAÇA INTERTRAVADA

A carcaça intertravada tem a função de resistir à pressão externa e aos esforços provocados pelas lagartas na ocasião do lançamento. As espiras que formam esta camada têm um passo muito pequeno e o ângulo de assentamento mais frequente é de 88

graus.

O material usado na confecção desta camada geralmente é um tipo de aço galvanizado (AISI 304, AISI 304L, AISI 316, AISI 316L) que é escolhido de acordo com a composição química e a temperatura do fluído interno. A carcaça intertravada é isolada eletricamente das demais armaduras através da camada termoplástica e do terminal do "riser" ("end-fitting").

O perfil intertravado é obtido a partir de uma fita de aço que é dobrada nas dimensões previamente estabelecidas para cada projeto do "riser". A figura II.7 apresenta uma fita que foi dobrada e transformada no perfil intertravado.



CARÇAÇA "INTERLOCKED"

II.7 - Carcaça "Interlocked"

REFERÊNCIA: [31] SABBAGH

II.3.1.2 - CAMADAS DE POLÍMERO

Várias camadas termoplásticas fazem parte do projeto de um "riser" flexível. As principais funções destas camadas são a de estanqueidade, a de proteção contra a corrosão das camadas de aço e, em alguns casos, servem como camada anti-atrito. Por esta razão, assim como na carcaça intertravada, o material usado deve ser escolhido de acordo com a composição química e a temperatura do fluído interno.

Os principais materiais usados são: Poliamida 11, Polietileno de alta densidade e Coflon. O quadro II.1 apresenta as principais características destes materiais:

QUADRO II.1 - Dados dos principais polímeros

FONTE: [31] SABBAGH

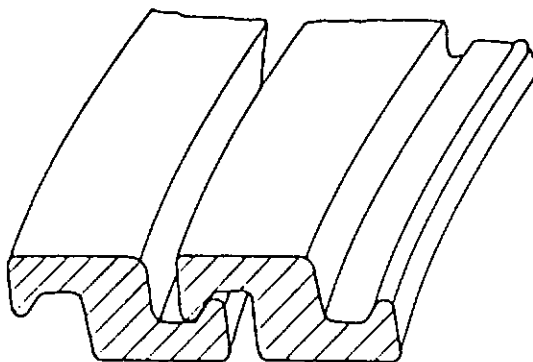
	MÓDULO DE ELASTICIDADE A 20° C(N/m ²)	DENSIDADE	PONTO DE FUSÃO (°C)
POLIAMIDA11	35 x 10 ⁷	1.05	187
POLIETILENO	75 x 10 ⁷	0.94	125
COFLON	80 x 10 ⁷	1.60	165

É importante ressaltar que a camada externa de um "riser", que é uma camada termoplástica, pode sofrer danos na ocasião do lançamento e mesmo durante a operação, através de impactos com algum tipo de estrutura (navios ou plataformas). Este dano pode permitir a corrosão pela ação marinha, levando o "riser" a ruína.

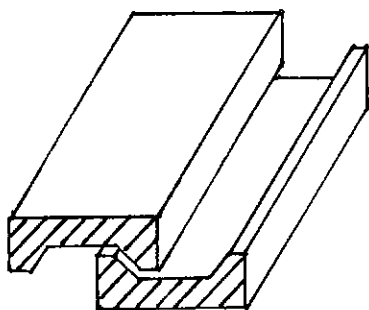
II.3.1.3 - CAMADA DE PRESSÃO INTERNA

Esta camada tem a função de resistência à pressão interna e às pressões de contato oriundas da acomodação das armaduras de tração. Assim como a carcaça intertravada, a camada de pressão interna, tem um ângulo de assentamento de 88 graus. Os fabricantes geralmente utilizam perfis em C ou em Z para possibilitar o intertravamento desta camada. A figura II.8 apresenta os perfis típicos utilizados.

Uma vez que esta camada não entra em contato com meios agressivos (gases ou produtos químicos), o material usado não merece nenhum tipo de tratamento contra corrosão, sendo utilizado portanto aço com médio ou baixo teor de carbono.



PERFIL "Z" INTERTRAVADO



PERFIL "C" INTERTRAVADO

II.3.1.4 - ARMADURAS DE TRAÇÃO

Estas camadas têm a função de resistir aos esforços axiais de tração e torção. Além disso, são montadas contra-helicamente e podem sofrer deslizamento relativo dependendo do caso de carregamento.

Este deslizamento tem a tendência de desgastar o material, principalmente quando a pressão de contato entre as camadas é elevada, diminuindo a vida útil do "riser".

As chamadas armaduras de tração são assentadas geralmente a um ângulo de 55 graus e também resistem à pressão interna. Como já foi dito anteriormente, são encontradas em perfis retangulares cheios ou em cordoalhas. O principal material utilizado nestas camadas é o aço com baixo, médio ou elevado teor de carbono.

II.4 - PROBLEMAS RECENTES

Com a crescente descoberta de campos petrolíferos em águas cada vez mais profundas, surgem problemas na Engenharia "Offshore" mais complexos de serem resolvidos.

O óleo cru produzido num poço de petróleo sai da árvore de natal (conjunto de válvulas que controlam o poço), a uma temperatura elevada, cerca de 80° C. As águas mais profundas,

acima de 400 m, têm na costa brasileira uma temperatura de cerca de 3°C. Esta água do mar gelada em contato constante com o "riser", faz com que a temperatura do óleo caia bastante e solidifique, formando obstruções nos "risers", que são conhecidas como parafinas.

É necessário, portanto, a substituição total ou parcial do "riser", causando prejuízos elevados.

Além disto, as estruturas dos "risers" têm que se adequar às novas profundidades. Este enquadramento às novas profundidades se traduz, em princípio, em reforços estruturais, aumentando o peso do "riser".

O excessivo peso de um "riser" flexível, causa problemas não só para as plataformas que deverão sustentá-lo mas também para os navios de lançamento que provavelmente não terão capacidade de instalação.

Atualmente, o projeto de um sistema de "risers" flexíveis não deve se limitar a analisar a estrutura do "riser" e as cargas que este proporciona a um sistema flutuante. É necessário verificar os equipamentos disponíveis para as facilidades de instalação, como guinchos auxiliares e até mesmo os navios disponíveis no mercado internacional.

II.5 - NOVOS CONCEITOS

Para resolver o problema da parafinação, a indústria "offshore" tem desenvolvido diversos trabalhos, buscando novos materiais que desempenhem um melhor isolamento térmico dos "risers". Os principais métodos desenvolvidos são apresentados a seguir:

- Aumento da espessura ou mudança dos materiais das camadas termoplásticas (camadas externas ou internas);

- Enterrar o "flowline" (nome dado à parte do "riser" que fica sobre o solo marinho), aumentando assim o isolamento térmico.

Novos materiais também estão sendo testados para substituir as armaduras de aço. Alguns fabricantes vem estudando a utilização de alumínio e materiais sintéticos de fibra em substituição ao aço. Estes desenvolvimentos procuram dimensionar "risers", chamados de estruturas leves, que solucionem o problema de excessivo peso para águas profundas.

Além disto, novos perfis de armadura mais esbeltos e eficientes estão sendo produzidos e testados.

CAPÍTULO III

ELEMENTOS FINITOS APLICADO À "RISERS" FLEXÍVEIS

III.1 - INTRODUÇÃO

O método dos elementos finitos (MEF) tem se mostrado uma ferramenta bastante eficiente para resolver os problemas da engenharia estrutural.

Entretanto, a análise estrutural de "risers" flexíveis pelo método dos elementos finitos não tem se apresentado tão simples, dada a complexidade deste componente e suas propriedades de rigidez e esforços atuantes sobre o "riser".

A equação não-linear típica que deve ser resolvida pelo MEF é a aquela fornecida pelo método da rigidez.

$$\tilde{K}(\tilde{U}) \cdot \tilde{U} = \tilde{F}_{EXT} \quad (III.1)$$

onde

\tilde{K} representa a matriz de rigidez não-linear do elemento;

\tilde{U} representa os deslocamentos da estrutura e

\tilde{F}_{EXT} são as forças externas aplicadas ao sistema.

A grande maioria dos programas disponíveis, que adotam este método, é forçada a utilizar aproximações e artifícios para modelar o problema físico com elementos finitos e atingir a convergência.

São adotados normalmente três tipos de elementos finitos para modelagem bi ou tridimensional de um "riser":

- elemento de cabo catenária,
- elemento de treliça e
- elemento de pórtico.

Os três tipos de elementos podem fornecer resultados bastante parecidos, ou até mesmo completamente diferentes, dependendo da análise pretendida.

A escolha do elemento finito adequado deve ser baseada fundamentalmente no tipo da análise, no tempo disponível para a solução do problema, na qualidade e no tipo de resposta que se deseja obter.

III.2 - ELEMENTO DE CABO CATENÁRIA

O elemento de cabo catenária, com eixo curvo, utilizado para "riser" flexíveis foi proposto por Peyrot e Goulois

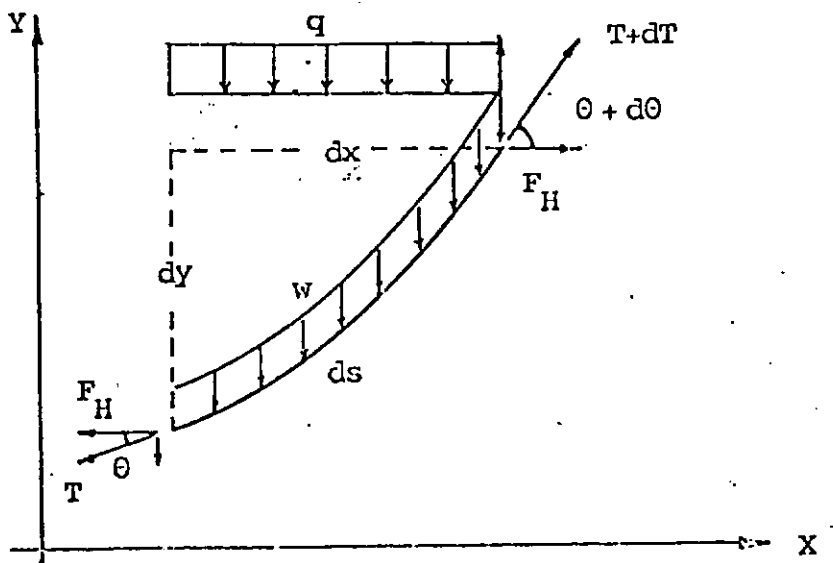
[26,30]. Ambos montaram um subprograma baseado nas equações da catenária e considerando a hipótese de pequenas deformações.

As equações de catenária são recursivas, sendo necessário um procedimento iterativo para a completa determinação da configuração de equilíbrio.

O algoritmo montado se constitui num procedimento iterativo em que, dadas as posições de extremidades, comprimento de cabo e suas características físicas e geométricas, são calculadas as forças nas extremidades e os termos que vão compor a matriz de rigidez do elemento. A figura III.1 apresenta o elemento curvo de cabo catenária.

Este tipo de elemento atinge a convergência muito rapidamente. Entretanto o único esforço considerado no elemento de cabo é a tração (figura III.1).

É comum encontrar problemas de convergência com este elemento, quando o elemento está submetido a trações muito altas e também quando a projeção horizontal é pequena, encontrando-se próximo da vertical.



III.1 - Elemento curvo de cabo catenária

REFERÊNCIA: (30) PEYROT et al e (27) MOURELLE et al

III.3 - ELEMENTO DE TRELIÇA

Para a análise de "risers" considerando elemento não-linear de treliça, o elemento de eixo reto é capaz de transmitir somente esforços axiais.

São considerados grandes deslocamentos e pequenas deformações. Despreza-se as variações da seção transversal durante a deformação.

Este tipo de elemento converge muito rapidamente, tornando-o bastante econômico. Entretanto despreza os esforços de flexão, que podem ser relevantes, dependendo do estudo que esteja sendo realizado. O elemento adotado com frequência neste tipo de análise foi utilizado por Neves [28] para análise não linear de estruturas de cabos tensionados e sua matriz de rigidez é apresentada na equação (III.2).

$$\tilde{K} = \tilde{K}_L + \tilde{K}_G \quad (III.2)$$

onde,

$$K_{\sim L} = EA/l \begin{bmatrix} 1 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$K_{\sim G} = P/l \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}$$

Onde: EA - Rigidez Axial

l - Comprimento do Elemento

P - Esforço Axial

III.4 - ELEMENTO DE PÓRTICO

O mais completo tipo de elemento finito usado nas análises de "risers" flexíveis é o elemento de pórtico. O elemento de pórtico considera os efeitos de flexão no "riser" flexível, mas consome muito tempo de processamento, tornando a análise mais cara.

O maior problema encontrado na utilização de elementos de pórtico não-linear numa análise deste tipo se deve as propriedades de um "riser" flexível, que apresenta uma grande diferença entre a rigidez axial e a de flexão.

Esta diferença pode chegar a cinco ordens de grandeza para os "risers" de pequeno diâmetro, como é apresentado na tabela (III.1).

TABELA III.1 - Rigidez axial e a flexão de um "riser" flexível

DIÂMETRO INTERNO (polegadas)	RIGIDEZ AXIAL (kN)	RIGIDEZ A FLEXÃO (kN.m ²)	DIFERENÇA
2 1/2"	120220	0.89	135078
4"	138889	5.27	26354
6"	261752	47.03	5566
8"	384615	50.48	7619
12"	625000	114.50	5459

Este fato torna o sistema de equações mal condicionado, prejudicando a convergência. Segundo Jacob [20], para a

análise dinâmica, este problema pode ser contornado considerando-se os termos de inércia rotacional na matriz de massa.

Já para a análise estática, o problema é mais sério. Mourelle [27], que utilizou o elemento de pórtico proposto por Benjamim [6], adotou coeficientes artificiais de rigidez à rotação que, afetados por uma função exponencial, atuam mais fortemente na primeira iteração de cada incremento de carga e desaparecem ao longo do processo iterativo de verificação do equilíbrio. Sem tal artifício, a convergência na análise estática estaria prejudicada.

Uma solução elegante para a consideração dos efeitos de flexão compreenderia a utilização de um elemento híbrido de pórtico como o apresentado por McNamara [24].

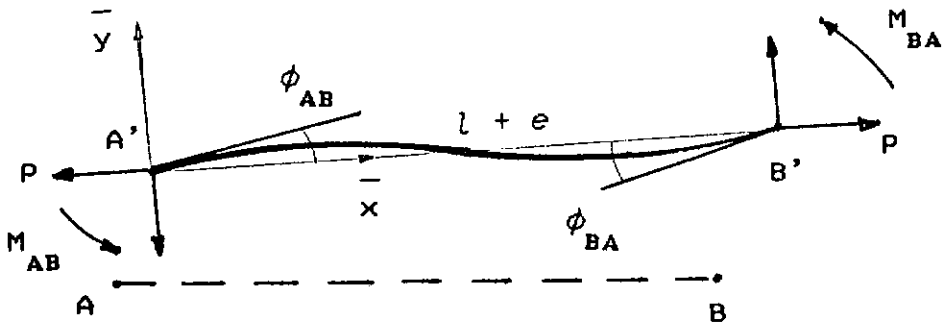
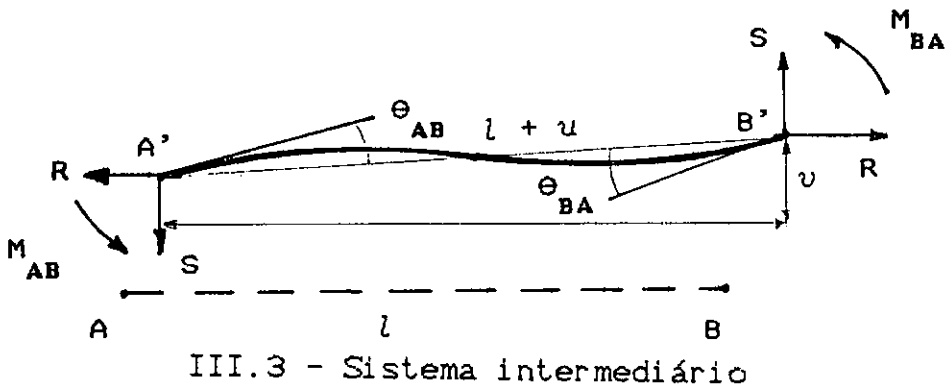
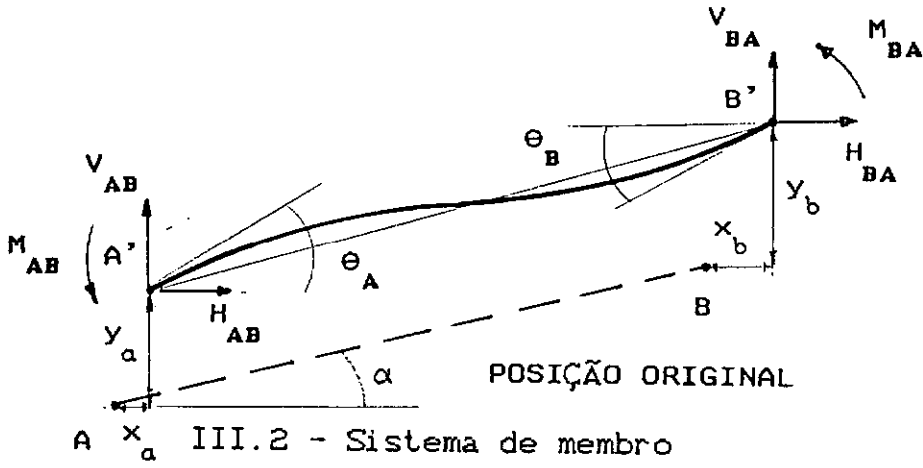
Partindo do pressuposto de que uma análise bidimensional do problema é suficiente para avaliar a segurança e eficiência de um "riser" flexível, através do cálculo de esforços e das tensões das camadas, o presente trabalho propõe a consideração do efeito de flexão utilizando o elemento finito não linear de pórtico plano, sugerido por Jennings [21].

III.5 - ELEMENTO FINITO DE JENNINGS

Para descrever resumidamente a formulação sugerida por JENNINGS, duas transformações são necessárias.

Considere o membro AB da figura III.2, com um comprimento original l e uma inclinação α , com o seu vetor de deslocamentos nodais

$$\tilde{X}^T = \langle X_A, Y_A, \theta_A, X_B, Y_B, \theta_B \rangle \quad (III.3)$$



tal que o membro se mova para a posição A'B'. Um conjunto de deslocamentos intermediários são definidos

$$\underline{U}^T = \{u, v, \theta_{AB}, \theta_{BA}\} \quad (\text{III.4})$$

tais que u e v são os deslocamentos relativos de nós medidos nas direções paralela e perpendicular em relação ao eixo do membro original na posição anterior, e θ_{AB} e θ_{BA} são as rotações das extremidades. Um conjunto de deslocamentos básicos são definidos

$$\underline{E}^T = \{e, \phi_{AB}, \phi_{BA}\} \quad (\text{III.5})$$

tal que \underline{E} , é utilizado para medir o encurtamento axial do membro e as rotações de extremidade em relação a posição atual.

A primeira matriz de transformação para os deslocamentos nodais do sistema intermediário pode ser expressa da seguinte forma:

(III.6)

$$\begin{bmatrix} u \\ v \\ \theta_{AB} \\ \theta_{BA} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\cos \alpha & -\sin \alpha & 0 & \cos \alpha & \sin \alpha & 0 \\ \sin \alpha & -\cos \alpha & 0 & -\sin \alpha & \cos \alpha & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x_A \\ y_A \\ \theta_A \\ x_B \\ y_B \\ \theta_B \end{bmatrix}$$

que pode ser abreviado para $\underline{U} = \underline{T} \cdot \underline{X}$. (III.7)

De acordo com o sistema básico, podemos escrever as seguintes relações:

$$e = \sqrt{(1 + u)^2 + v^2} \quad \text{(III.8)}$$

$$\phi_{AB} = \theta_{AB} - \arctg \left(\frac{v}{1 + u} \right) \quad \text{(III.9)}$$

$$\phi_{BA} = \theta_{BA} - \arctg \left(\frac{v}{1 + u} \right) \quad \text{(III.10)}$$

Sua forma incremental correspondente é obtida por diferenciação parcial, assim:

$$d\tilde{E} = \tilde{A} \cdot d\tilde{U} \quad (\text{III.11})$$

ou

$$\begin{Bmatrix} de \\ d\phi_{AB} \\ d\phi_{BA} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1+u}{(1+e)} & \frac{v}{(1+e)} & 0 & 0 \\ \frac{v}{(1+e)^2} & \frac{1+u}{(1+e)^2} & 1 & 0 \\ \frac{v}{(1+e)^2} & \frac{1+u}{(1+e)^2} & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} du \\ dv \\ de_{AB} \\ de_{BA} \end{Bmatrix}$$

Assumindo que e é pequeno quando comparado a 1, pode-se utilizar um polinômio do terceiro grau para representar a deformada do elemento no sistema básico (Figura III.4), na seguinte forma:

(III.12)

$$\bar{Y} = \phi_{AB} \left[\bar{X} - \frac{2\bar{X}^2}{1} + \frac{\bar{X}^3}{1^2} \right] + \phi_{BA} \left[-\frac{\bar{X}^2}{1} + \frac{\bar{X}^3}{1^2} \right]$$

A variação no comprimento do elemento devido ao curvamento é dada por:

$$\int_0^1 \sqrt{1 + \left(\frac{d\bar{Y}}{d\bar{X}} \right)^2} d\bar{X} - 1 = \frac{1}{2} \int_0^1 \left(\frac{d\bar{Y}}{d\bar{X}} \right)^2 d\bar{X} =$$

$$= \frac{1}{30} \left[2\phi_{AB}^2 - \phi_{AB}\phi_{BA} + 2\phi_{BA}^2 \right] \quad \text{(III.13)}$$

Então, a força axial e os momentos de extremidade associados ao sistema de extremidade são:

$$P = EA \left[\frac{e}{L} + \frac{1}{30} \left(2 \phi_{AB}^2 - \phi_{AB} \phi_{BA} + 2 \phi_{BA}^2 \right) \right] \quad (\text{III.14})$$

$$M_{AB} = \left[\frac{4EI}{L} + \frac{4PL}{30} \right] \phi_{AB} + \left[\frac{2EI}{L} - \frac{PL}{30} \right] \phi_{BA} \quad (\text{III.15})$$

$$M_{BA} = \left[\frac{2EI}{L} - \frac{PL}{30} \right] \phi_{AB} + \left[\frac{4EI}{L} + \frac{4PL}{30} \right] \phi_{BA} \quad (\text{III.16})$$

Diferenciando-se parcialmente as expressões (III.14), (III.15) e (III.16) com respeito às variáveis de deslocamento, obtemos:

$$\begin{Bmatrix} dP \\ dM_{AB} \\ dM_{BA} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} & k_{13} \\ & k_{22} & k_{23} \\ & & k_{33} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} de \\ d\phi_{AB} \\ d\phi_{BA} \end{Bmatrix} \quad (\text{III.17})$$

onde,

$$k_{11} = \frac{EA}{1}$$

$$k_{12} = \frac{EA}{30} \left(4\phi_{AB} - \phi_{BA} \right)$$

$$k_{13} = \frac{EA}{30} \left(-\phi_{AB} + 4\phi_{BA} \right)$$

$$k_{22} = \frac{4EI}{1} + \frac{4EAe}{30} + \frac{EA1}{300} \left(8\phi_{AB}^2 - 4\phi_{AB}\phi_{BA} + 3\phi_{BA}^2 \right)$$

$$k_{23} = \frac{2EI}{1} - \frac{EAe}{30} + \frac{EA1}{300} \left(-2\phi_{AB}^2 + 6\phi_{AB}\phi_{BA} - 2\phi_{BA}^2 \right)$$

$$k_{33} = \frac{4EI}{1} + \frac{4EAe}{30} + \frac{EA1}{300} \left(3\phi_{AB}^2 - 4\phi_{AB}\phi_{BA} + 8\phi_{BA}^2 \right)$$

Definindo-se os incrementos de deslocamentos nos três sistemas como:

$$d\tilde{X}^T = \{ dX_A \ dY_A \ d\theta_A \ dX_B \ dY_B \ d\theta_B \} \quad (\text{III.18})$$

$$d\tilde{U}^T = \{ du \ dv \ d\theta_{AB} \ d\theta_{BA} \} \quad (\text{III.19})$$

$$d\tilde{E}^T = \{ de \ d\phi_{AB} \ d\phi_{BA} \} \quad (\text{III.20})$$

tem-se

$$d\tilde{U} = \tilde{T} \ d\tilde{X} \quad (\text{III.21})$$

$$d\tilde{E} = \tilde{A} \ d\tilde{U} \quad (\text{III.22})$$

Considere o conjunto de forças do sistema intermediário \tilde{R} e o conjunto de forças equivalentes \tilde{P} para o sistema básico. Provocando um pequeno e arbitrário deslocamento sobre o elemento, o trabalho realizado pelos dois conjuntos equivalentes têm que ser iguais. E se $d\tilde{U}$ e $d\tilde{E}$ são os deslocamentos das forças \tilde{R} e \tilde{P} , podemos escrever a seguinte equação dos trabalhos virtuais:

$$\tilde{R}^T d\tilde{U} = \tilde{P}^T d\tilde{E} \quad (\text{III.23})$$

e substituído a equação (III.22) do lado direito da equação (III.23), obtemos:

$$\tilde{R}^T d\tilde{U} = \tilde{P}^T \tilde{A} d\tilde{U} \quad (\text{III.24})$$

que é o mesmo que: $\tilde{R} = \tilde{A}^T \tilde{P}$. (III.25)

Definindo-se incrementos de carga nos três sistemas como:

$$d\tilde{L}^T = \{ dH_A \quad dV_A \quad dM_A \quad dH_B \quad dV_B \quad dM_B \} \quad (\text{III.26})$$

$$d\tilde{R}^T = \{ dR \quad dS \quad dM_{AB} \quad dM_{BA} \} \quad (\text{III.27})$$

$$d\tilde{P}^T = \{ dP \quad dM_{AB} \quad dM_{BA} \} \quad (\text{III.28})$$

A avaliação do vetor de forças internas na configuração de tempo t , \tilde{L} é feita com a substituição dos deslocamentos do sistema básico na expressão (III.17), e logo após, as transformações

$${}^t\tilde{R} = \tilde{A}^T {}^t\tilde{P} \quad (\text{III.29})$$

$${}^t\tilde{L} = \tilde{T}^T {}^t\tilde{R} \quad (\text{III.30})$$

A transformação de forças de membro para forças do sistema intermediário é conduzida pela diferenciação parcial da equação (III.29), em relação às variáveis de força e deslocamento em questão. Este resultado pode ser escrito na forma matricial.

$$d\tilde{R} = \tilde{A}^T d\tilde{P} + \tilde{D} d\tilde{U} \quad (\text{III.31})$$

sendo

$$\tilde{D} = \begin{bmatrix} d_{11} & d_{12} & 0 & 0 \\ d_{21} & d_{22} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (\text{III.32})$$

$$d_{11} = \frac{1}{(1+e)^4} \left\{ -v^2(1+u)R + [2(1+u)^2 + v^2]vS \right\}$$

$$d_{12} = \frac{1}{(1+e)^4} \left\{ -v^3R - (1+u)^3S \right\}$$

$$d_{22} = \frac{1}{(1+e)^4} \left\{ (1+u)[(1+u)^2 + 2v^2]R - (1+u)^2vS \right\}$$

Desta forma, partindo da equação (III.31) é possível obter-se a matriz de rigidez de elemento no sistema inicial:

$$d\tilde{R} = \tilde{A}^T d\tilde{P} + \tilde{D} d\tilde{U} \quad (\text{III.31})$$

pela equação (III.17), temos

$$d\tilde{R} = \tilde{A}^T \tilde{k} d\tilde{E} + \tilde{D} d\tilde{E} \quad (\text{III.32})$$

por meio da equação (III.22), temos

$$d\tilde{R} = \tilde{A}^T \tilde{k} \tilde{A} d\tilde{U} + \tilde{D} d\tilde{U} \quad (\text{III.33})$$

utilizando a equação (III.30), então

$$\tilde{T}d\tilde{L} = \left[\tilde{A}^T \tilde{k} \tilde{A} + \tilde{D} \right] d\tilde{U} \quad (\text{III.34})$$

finalmente pela equação (III.21), obtemos

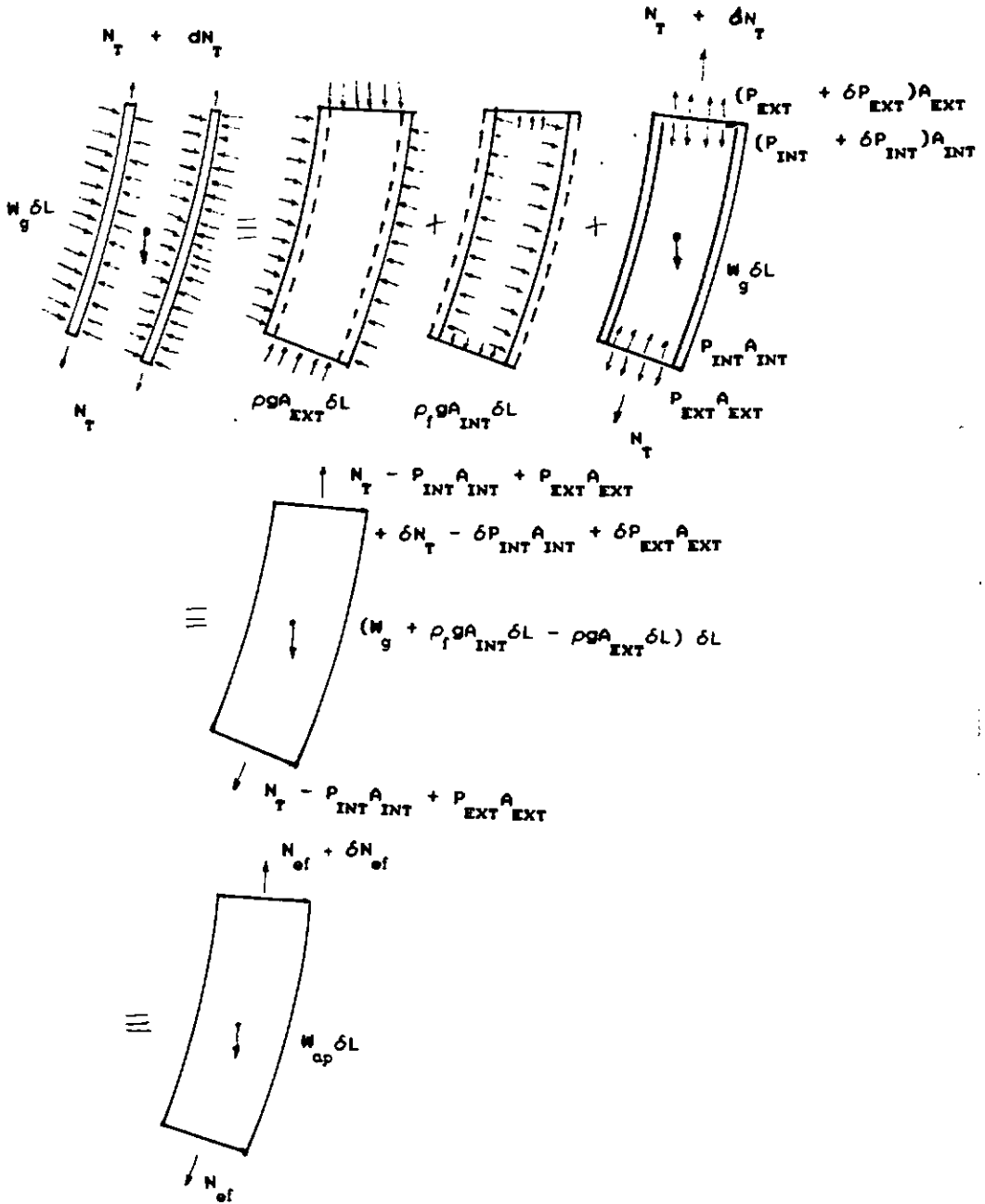
$$\underline{T} d\underline{L} = \left[\underline{A}^T \underline{k} \underline{A} + \underline{D} \right] \underline{T} d\underline{X} \quad (\text{III.36})$$

Então na configuração do instante t , a matriz de rigidez do elemento é dada pela equação abaixo:

$${}^t\underline{K} = \underline{T}^T (\underline{A}^T \underline{K} \underline{A} + \underline{D}) \underline{T} \quad (\text{III.37})$$

III.6 - Consideração do Efeito das Pressões Externa e Interna no Esforço Axial

No cálculo dos deslocamentos e esforços globais de um "riser", é muito importante a consideração da influência das pressões externa e interna sobre o esforço axial resultante. O teorema de Arquimedes só pode ser aplicado a campos de pressões totalmente fechados, ou seja, quando o corpo está completamente envolvido pelo fluido. Neste caso, a força de empuxo é igual ao peso do volume do fluido deslocado. Ocorre que as forças atuantes em um segmento δL de um "riser" englobam um campo de pressões que, em geral, não é fechado (figura III.5).



III.5 - Diagrama de forças/ pressões

REFERÊNCIA: [93] SPARKS

Assim, deve-se adicionar as pressões ausentes para fechar o campo, e equilibrar as forças que tal adição acarretou. Este procedimento está mostrado na figura III.5, onde o sistema original de forças/pressões foi decomposto em três partes.

Dessa forma, os campos de pressões externa e interna encontram-se agora fechados e podem ser substituídos pelo empuxo de Arquimedes no segmento ($\rho_e g S_e \delta L$) e pelo peso do fluido interno ($\rho_i g S_i \delta L$), aos quais esses campos são, obviamente, equivalentes. A soma do empuxo, mais o peso do fluido interno e do peso "no ar" (W_{ar}) do segmento é, então, igual ao peso aparente (W_{ap}) deste segmento de linha.

Para não modificar o sistema original de forças/pressões é necessário adicionar à força axial N_T , devida à tração externa, atuante neste segmento do "riser", as componentes axiais das forças iguais e opostas àquelas criadas artificialmente pela adição das pressões ausentes. A soma destas forças é igual à tração efetiva do "riser" (N_{ef}).

Conclui-se, como em [33], que o sistema equivalente final de forças é auto-equilibrado, não produzindo nenhum efeito artificial sobre o equilíbrio global do "riser".

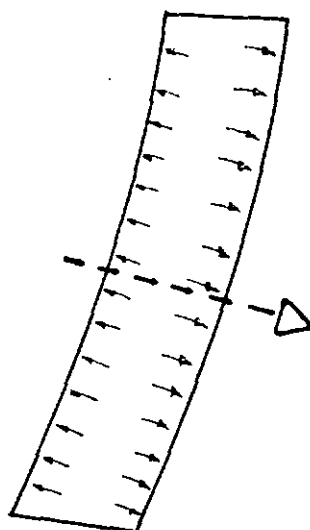
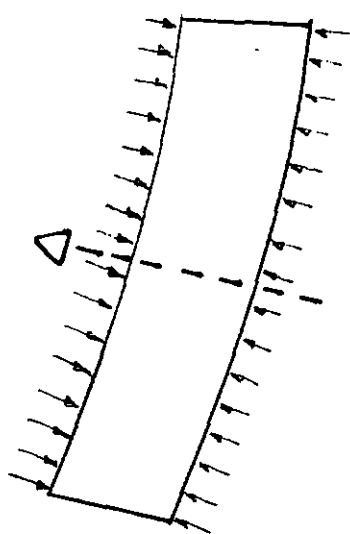
As fórmulas que daí resultam para a tração efetiva e peso aparente são, respectivamente:

$$N_{ef} = N_{real} + P_{ext} A_{ext} - P_{int} A_{int} \quad (III.38)$$

$$W_{ap} \cdot \delta L = (W_{real} - \gamma_{ext} A_{ext} + \gamma_{int} A_{int}) \cdot \delta L \quad (III.39)$$

As equações III.38 e III.39 são gerais e valem também para linhas mais complexas com qualquer seção transversal, feita de qualquer material e preenchidas com fluido compressível de densidade variável sob diferentes pressões.

Observando a expressão III.38, fica evidente que a parcela devida a pressão externa que é adicionada a N_T , tem o mesmo efeito que a última (N_T) na estabilidade estrutural do segmento do "riser", atuando como força retificadora. A parcela devida a pressão interna tem o efeito oposto; este fato pode ser melhor entendido pela figura III.6. Verifica-se que a resultante das forças de pressão externa tende a retificar o segmento, enquanto a resultante das forças de pressão interna tende a encurvar ainda mais o segmento.



III.6 - Resultante das forças de pressão externa e interna

REFERÊNCIA: [93] SPARKS

CAPÍTULO IV

ANÁLISE NÃO-LINEAR DE ESTRUTURAS FLEXÍVEIS

IV.1 INTRODUÇÃO

O principal objetivo deste capítulo é descrever as principais matrizes de rigidez, não-lineares, do elemento de pórtico, procurando esclarecer as principais características de cada uma. Além disto, são descritos os procedimentos numéricos adotados para solucionar a equação (III.1), quando aplicada a estruturas com comportamento não-linear como um "riser" flexível.

Uma descrição geral dos métodos mais usuais na análise não-linear geométrica é apresentada nas seções seguintes. Entre os vários métodos [1,2,8,35,36] utilizados para a solução do problema não-linear, optou-se pelo método Incremental-Secante que utiliza a matriz secante, que é formulada a partir de grandezas (deslocamentos e forças) totais em uma sucessão de incrementos.

IV.2 - GENERALIDADES

Faz parte da análise de uma estrutura pelo método dos elementos finitos o exame crítico dos resultados decorrentes da

solução do problema em questão. É evidente que estes resultados devem representar de modo eficiente o verdadeiro comportamento da estrutura. Assim, para estruturas cujo comportamento é não-linear, é imposta uma atenção muito especial na parte da análise, pois estes problemas envolvem complexidades maiores relativos a custo de análise, estabilidade numérica do algoritmo e precisão dos resultados. Torna-se necessário, portanto, ao usuário um conhecimento considerável em termos de análise estrutural, a fim de assegurar-se da precisão do resultado obtido. É necessário então que o usuário de algoritmos não-lineares tenha uma certa experiência no tratamento deste assunto, de modo que possa tomar decisões e interpretar os resultados corretamente.

O surgimento de novos materiais e de projetos estruturais, cada vez mais esbeltos na Engenharia Offshore, como os "risers" flexíveis, têm favorecido o aumento de análises de problemas não-lineares. Várias são as formulações e algoritmos encontrados na literatura técnica para o tratamento destes problemas. Serão apresentadas aqui algumas das formulações mais conhecidas proposta por CHAJES [8].

IV.3 - FORMULAÇÕES PARA ANÁLISES NÃO-LINEARES DE PÓRTICOS

IV.3.1 - TEORIA

O princípio da energia potencial estacionária nos dá uma conveniente maneira para desenvolver uma relação entre força e deslocamento para um elemento estrutural. A energia potencial total V é dada por:

$$V = U - \sum_{i=1}^n f_i \cdot U_i \quad (\text{IV.1})$$

onde U é a energia de deformação, f_i e U_i são respectivamente as forças nodais e os deslocamentos nodais. Se a energia de deformação for expressa como uma função dos deslocamentos nodais, a equação (IV.1) pode ser reescrita na forma matricial como:

$$V = \frac{1}{2} \tilde{U}^T \tilde{K} \tilde{U} - \tilde{U}^T \tilde{f} \quad (\text{IV.2})$$

onde \tilde{K} é a matriz de rigidez do elemento. Derivando V em

relação à \underline{U} e igualando o resultado a zero, temos:

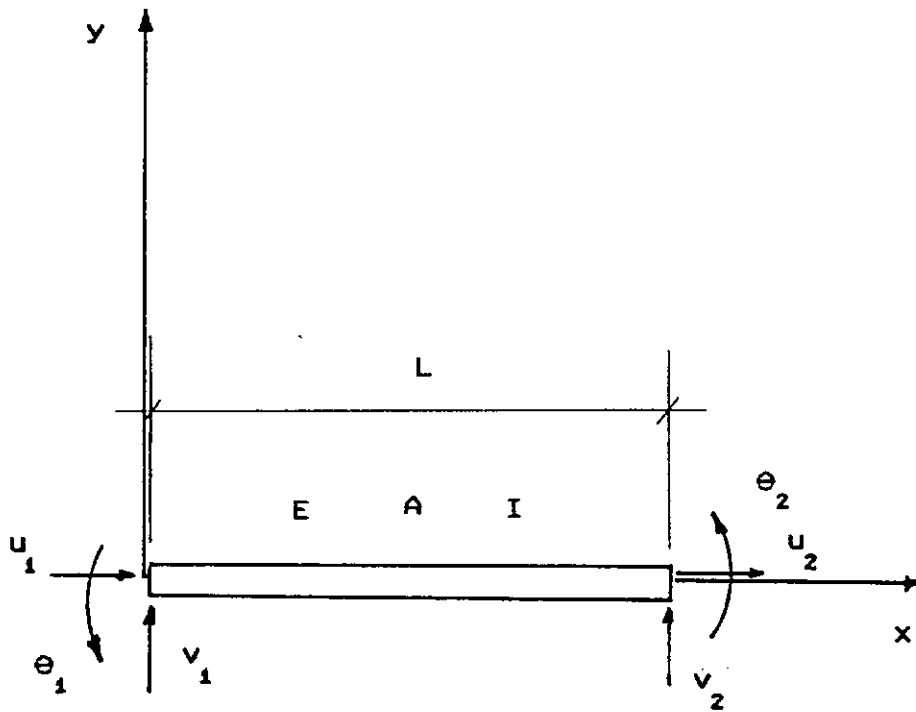
$$\underline{K} \underline{U} = \underline{f} \quad (\text{IV.3})$$

Nas próximas seções, o princípio da energia potencial estacionária será usado para desenvolver outras diferentes formas da equação (IV.3).

IV.3.2 - MATRIZ DE RIGIDEZ INCREMENTAL

Usando o procedimento proposto por Batista [3], a matriz de rigidez de uma viga-coluna será agora obtida. O elemento é assumido tendo comprimento l , seção transversal A , momento de inércia I , módulo de elasticidade E , os seis graus de liberdade nodais \underline{U} e as forças \underline{f} , que estão definidos na figura IV.1.

Para obter a relação entre a mudança incremental nas deformações do elemento e a correspondente mudança incremental nas forças, adota-se ϵ_0 como sendo a deformação incremental do elemento no início do passo incremental de carga, e ϵ_a como sendo a deformação adicional que se desenvolve durante o passo incremental. A mudança na energia de deformação para o passo é então dada por:



IV.1 - Elementos de pórtico plano - Vetores \underline{U} e \underline{f}

$$U = \int_L \int_A \left[\int_{\varepsilon_o}^{\varepsilon_o + \varepsilon_a} \sigma d\varepsilon \right] dA dx \quad (IV.4)$$

Fazendo uso da lei de Hooke e integrando em relação à ε , nós obtemos:

$$U = E\varepsilon_o \int_L \int_A \varepsilon_a dA dx + \frac{E}{2} \int_L \int_A \varepsilon_a^2 dx \quad (IV.5)$$

A relação deformação-deslocamentos para um elemento de viga- coluna é dada por:

$$\varepsilon_a = \frac{du}{dx} + \frac{1}{2} \left[\frac{dv}{dx} \right]^2 - y \frac{d^2v}{dx^2} \quad (IV.6)$$

Uma vez que ε_a é a variação na deformação, u e v na equação (IV.6) representam as correspondentes variações de deslocamentos e não os deslocamentos totais.

Substituindo a equação (IV.6) na equação (IV.5) e

integrando na seção transversal, nos leva a

$$\begin{aligned} U = P \int_0^L \left[\frac{du}{dx} + \frac{1}{2} \left(\frac{dv}{dx} \right)^2 \right] dx + \\ + \frac{E}{2} \int_0^L \left[A \left(\frac{du}{dx} \right)^2 + I \left(\frac{d^2v}{dx^2} \right)^2 + A \frac{du}{dx} \left(\frac{dv}{dx} \right)^2 + \frac{A}{4} \left(\frac{dv}{dx} \right)^4 \right] dx \end{aligned} \quad (\text{IV.7})$$

onde $P = \epsilon_0 EA$ é a força axial existente no elemento no início do passo incremental de carga.

Para transformar U em uma função dos deslocamentos nodais, é necessário escrever u e v em termos dos deslocamentos nodais.

Adota-se então as seguintes funções de interpolação:

$$u = a_0 + a_1 x \quad \text{e} \quad v = b_0 + b_1 x + b_2 x^2 + b_3 x^3 \quad (\text{IV.8})$$

Aplicando o princípio da energia potencial estacionária, nos leva à expressão

$$\tilde{K}_I \cdot \Delta \tilde{U} = \Delta \tilde{f} \quad (IV.9)$$

onde \tilde{K}_I é a matriz de rigidez incremental do elemento, que relaciona deslocamentos incrementais $\Delta \tilde{U}$ às correspondentes forças incrementais $\Delta \tilde{U}$.

A matriz de rigidez incremental dada pela equação (IV.9) consiste na soma de quatro matrizes distintas.

$$\tilde{K}_I = \tilde{K}_O + \tilde{K}_P + \frac{AE}{2} \tilde{K}_1 + \frac{AE}{3} \tilde{K}_2 \quad (IV.10)$$

A primeira matriz, \tilde{K}_O , é a convencional matriz de rigidez linear. A matriz \tilde{K}_P é função linear da força axial P, presente no começo do passo incremental. Esta matriz fornece uma primeira aproximação da iteração entre a força axial e os deslocamentos transversais. As matrizes \tilde{K}_1 e \tilde{K}_2 , apresentam respectivamente, termos que são funções lineares e quadráticas dos deslocamentos incrementais nodais. Estas matrizes consideram a mudança que ocorre entre a força axial e os deslocamentos transversais durante o passo incremental de carga.

IV.3.3- MATRIZ DE RIGIDEZ TANGENTE

Em alguns casos, os efeitos não-lineares, devido a mudança nas forças e deformações que ocorram durante o passo incremental, são muito pequenos quando comparados com os efeitos não-lineares das forças e deformações que existem no começo do incremento. Quando ocorre esta situação, \tilde{K}_1 e \tilde{K}_2 podem ser abandonadas e a matriz de rigidez fica da forma:

$$\tilde{K}_T = \tilde{K}_0 + \tilde{K}_P \quad (IV.11)$$

Uma vez que a matriz de rigidez depende somente de forças internas e deformações existentes no começo do incremento, é comum receber a denominação de matriz de rigidez tangente.

IV.3.4 - MATRIZ DE RIGIDEZ SECANTE

A matriz de rigidez secante, que relaciona os deslocamentos totais com as cargas totais, pode ser obtida utilizando-se o mesmo procedimento para o cálculo da matriz de rigidez incremental, com exceção que agora a deformação inicial

ε_o é considerada nula. De acordo com a energia de deformação dada pela equação (IV.5)

$$U = \frac{E}{2} \int_L \int_A \varepsilon_a^2 dA dx$$

Usando as funções de interpolação dadas pela equação (IV.8) e aplicando o princípio da energia potencial estacionária, obtém-se:

$$\underline{\tilde{K}}_s \cdot \underline{\tilde{U}} = \underline{\tilde{f}} \quad (IV.12)$$

onde $\underline{\tilde{K}}_s$ é a matriz de rigidez secante do elemento, que relaciona deslocamentos totais $\underline{\tilde{U}}$ às correspondentes forças totais $\underline{\tilde{U}}$.

A matriz de rigidez secante da equação (IV.12) é formada por três matrizes:

$$\underline{\tilde{K}}_s = \underline{\tilde{K}}_0 + \frac{AE}{2} \underline{\tilde{K}}_1 + \frac{AE}{3} \underline{\tilde{K}}_2 \quad (IV.13)$$

Assim como na matriz incremental, \tilde{K}_0 é a matriz de rigidez linear, e as matrizes \tilde{K}_1 e \tilde{K}_2 são formadas por termos que são respectivamente funções lineares e quadráticas dos deslocamentos nodais do elemento. Os termos destas matrizes são idênticos às matrizes correspondentes definidos na equação IV.11.

A única diferença é que os deslocamentos nodais, representados pela matriz \tilde{K}_s , são deslocamentos totais, enquanto que os mesmos termos representam deslocamentos incrementais no caso de \tilde{K}_I .

IV.4 - ALGORITMOS DE SOLUÇÃO PARA EQUAÇÕES NÃO-LINEARES

IV.4.1 - PROCESSO INCREMENTAL

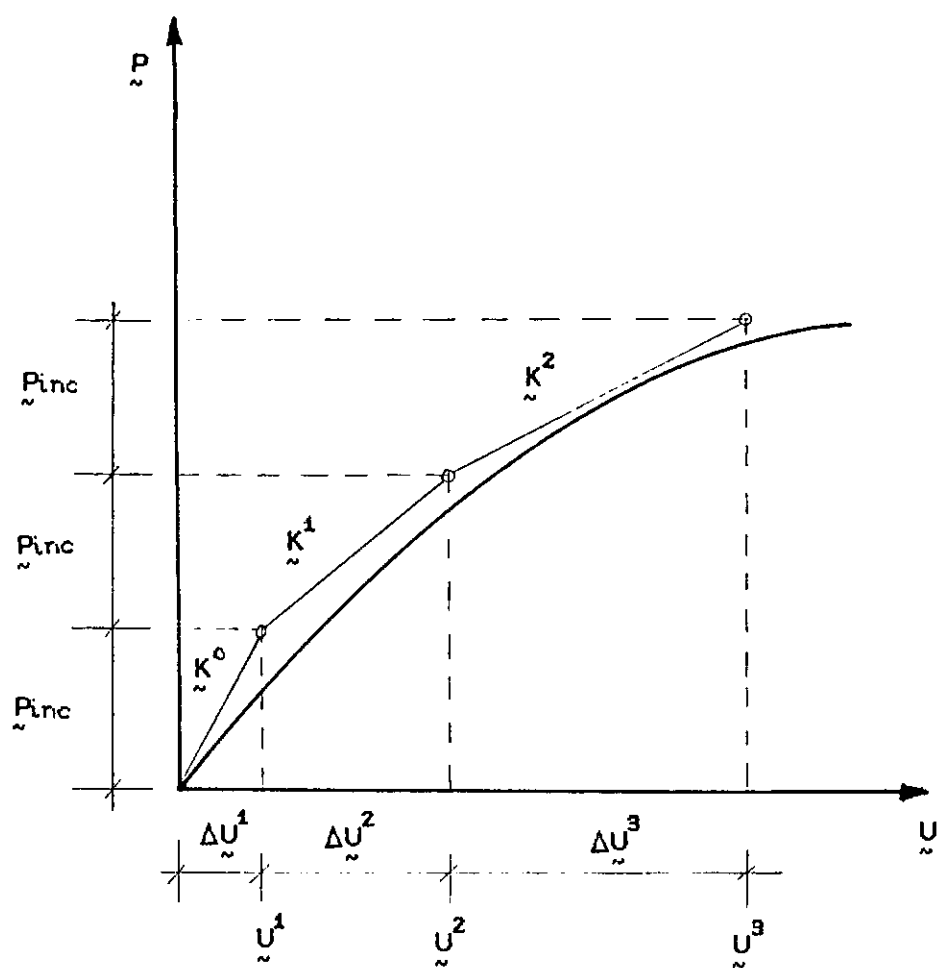
Neste processo [8], o carregamento total da estrutura é aplicado em incrementos (ou etapas) de carga (P_{inc}), correspondendo a cada etapa de carga uma configuração de equilíbrio diferente. Os incrementos de tensões e deformações são computados, considerando-se um comportamento linear dentro de cada etapa. Os deslocamentos e esforços totais ao fim de alguma etapa de carga são obtidos pelo somatório dos deslocamentos e esforços incrementais até esta carga. Portanto, o processo consiste em se resolver uma série de problemas lineares, correspondentes às etapas, em que para cada

início de incremento a matriz de rigidez da estrutura é reavaliada, levando-se em conta a geometria determinada no final da etapa de carga anterior. O gráfico ilustrativo deste processo encontra-se na figura IV.2.

O procedimento de solução é representado matricialmente pela seguinte expressão:

$$\underset{\sim}{K}^{i-1} \underset{\sim}{\Delta U}^i = \underset{\sim}{P}_{inc}^i \quad (IV.14)$$

onde $\underset{\sim}{K}$ segundo CHAJES [8] representa a matriz de rigidez não-linear, $\underset{\sim}{\Delta U}^i$ representa o incremento de deslocamento devido ao i-ésimo incremento de carga e $\underset{\sim}{P}_{inc}^i$ é o vetor incremental de carga aplicada.



IV.2 - Esquema do processo incremental

Todo o processo incremental pode ser representado por:

1^a Etapa:

$$\begin{aligned}\Delta U^1 &= (K^0)^{-1} P_{inc} \\ \tilde{U}^1 &= \Delta \tilde{U}^1\end{aligned}\quad (IV.15)$$

2^a Etapa:

$$\begin{aligned}\Delta U^2 &= (K^1)^{-1} (\tilde{U}^1) P_{inc} \\ \tilde{U}^2 &= \Delta \tilde{U}^1 + \Delta \tilde{U}^2\end{aligned}\quad (IV.16)$$

3^a Etapa:

$$\begin{aligned}\Delta U^3 &= (K^2)^{-1} (\tilde{U}^2) P_{inc} \\ \tilde{U}^3 &= \Delta \tilde{U}^1 + \Delta \tilde{U}^2 + \Delta \tilde{U}^3\end{aligned}\quad (IV.17)$$

e assim, até a última etapa de carga.

O início do processo, 1^a Etapa de carga, é realizada com a matriz de rigidez elástica.

Como foi visto, nenhum equilíbrio foi feito no final de cada etapa de carga. Os erros devidos à aproximação do processo são acumulados. Portanto, a precisão dos resultados finais está diretamente condicionada à quantidade de incrementos em que é dividida a carga total. Este processo é designado por CHAJES [8] como método incremental linear.

IV.4.2 - MÉTODO INCREMENTAL-ITERATIVO (NEWTON-RAPHSON)

O método incremental-iterativo de Newton-Raphson [1,2,8,35,36] é um dos métodos mais usados nas soluções de problemas não-lineares geométricos na análise estrutural. O grande sucesso deste método advém das características inerentes ao mesmo. Como exemplo destas características podemos citar: a precisão dos resultados e, em geral, a rápida convergência numérica.

As equações de equilíbrio em forma incremental é dada:

$$\underset{\sim}{K}_I \underset{\sim}{\Delta U} = \underset{\sim}{\Delta R} \quad (IV.18)$$

onde:

$\underset{\sim}{K}_I$ - é a matriz de rigidez incremental global da estrutura.

$\underset{\sim}{\Delta U}$ - é o vetor de deslocamentos incrementais.

$\underset{\sim}{\Delta R}$ - é o vetor de desequilíbrio nodal - diferença entre a carga externa aplicada e as forças nodais devidas aos esforços internos resistentes.

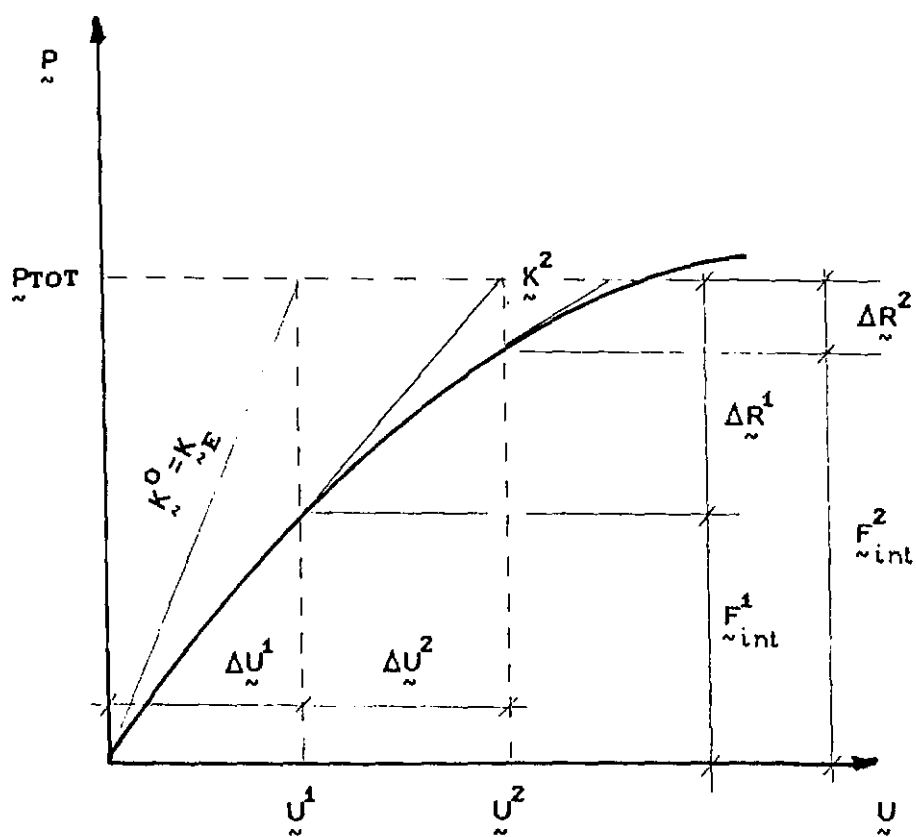
As relações de recorrência para resolver a equação III.1 são:

$$\begin{aligned}\tilde{K}_I^{i-1} \Delta \tilde{U}^i &= \Delta \tilde{R}^i \\ \tilde{U}^i &= \tilde{U}^{i-1} + \Delta \tilde{U}^i \\ \Delta \tilde{R}^{i-1} &= \tilde{R} - \tilde{F}_{int}^{i-1}\end{aligned}\tag{IV.19}$$

onde i se refere ao passo iterativo atual, com as condições iniciais:

$$\begin{aligned}\tilde{U}^0 &= 0 \\ \tilde{F}_{int}^0 &= 0\end{aligned}$$

A figura IV.3 apresenta o esquema ilustrativo do método de Newton-Raphson.



IV.3 - Esquema do Método de Newton Raphson (MNR)

Assim, o processo iterativo é:

1^o Passo iterativo (i=1):

$$\begin{aligned} \tilde{K}_I^0 \Delta \tilde{U}^1 &= \Delta \tilde{R}^0 \\ \tilde{U}^1 &= \Delta \tilde{U}^1 \\ \Delta \tilde{R}^1 &= P_{\tilde{tot}} - \tilde{K}_I^1(\tilde{U}^1) \Delta \tilde{U}^1 \end{aligned} \quad (IV.20)$$

2^o Passo iterativo (i=1):

$$\begin{aligned} \tilde{K}_I^1 \Delta \tilde{U}^2 &= \Delta \tilde{R}^1 \\ \tilde{U}^2 &= \tilde{U}^1 + \Delta \tilde{U}^2 \\ \Delta \tilde{R}^2 &= P_{\tilde{tot}} - [\tilde{K}_I^2(\tilde{U}^2) \Delta \tilde{U}^2 + F_{\tilde{int}}^1] \end{aligned} \quad (IV.21)$$

onde

$$F_{\tilde{int}}^1 = - \tilde{K}_I^1(\tilde{U}^1) \Delta \tilde{U}^1 .$$

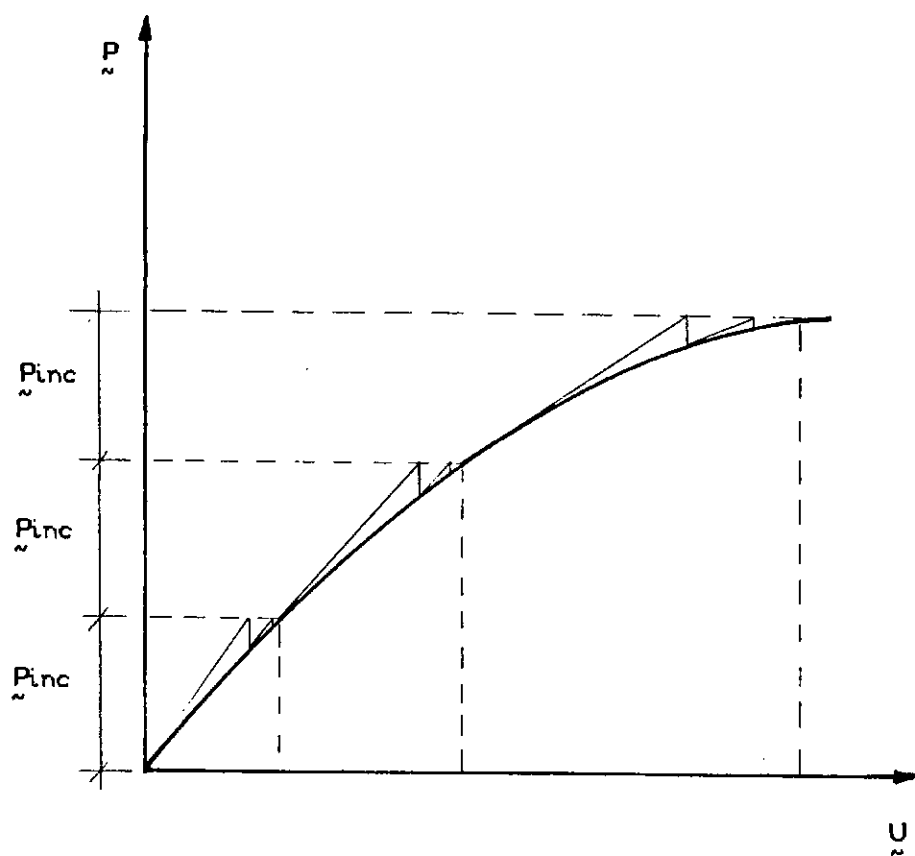
O processo é repetido até que o resíduo ou força não equilibrada esteja dentro de uma tolerância definida a priori. Os critérios de convergência para a parada do processo serão vistos mais adiante na seção (IV.5). Este método é identificado, por CHAJES [8], como método incremental não-linear.

Quando as cargas são aplicadas em incrementos, o processo iterativo descrito anteriormente é aplicado para cada

incremento de carregamento. Tem-se, deste modo, o método incremental-iterativo com Newton-Raphson.

Pode-se perceber pelo esquema da figura IV.4, que o método incremental-iterativo se resume em aplicar a carga total em incrementos, escolhidos dentro de um certo critério, e aplicar para cada incremento o mesmo procedimento exposto anteriormente. Após se atingir o equilíbrio para um determinado passo de carga, tudo se passa como se os eixos fossem transladados até o início de tal incremento, guardando porém a história dos incrementos anteriores. Assim, ao se inicializar um novo incremento, o contador das iterações é zerado e a primeira iteração deste novo incremento é realizada com a última matriz atualizada (avaliada) no incremento anterior.

O MNR, apesar de ser eficiente, é, em termos computacionais, bastante dispendioso, haja visto a necessidade de atualização e fatorização da matriz de rigidez a cada iteração. Isto para problemas não-lineares implica um esforço computacional elevado, surgindo a necessidade de torná-lo mais eficaz com o objetivo de diminuir o tempo de análise do problema.



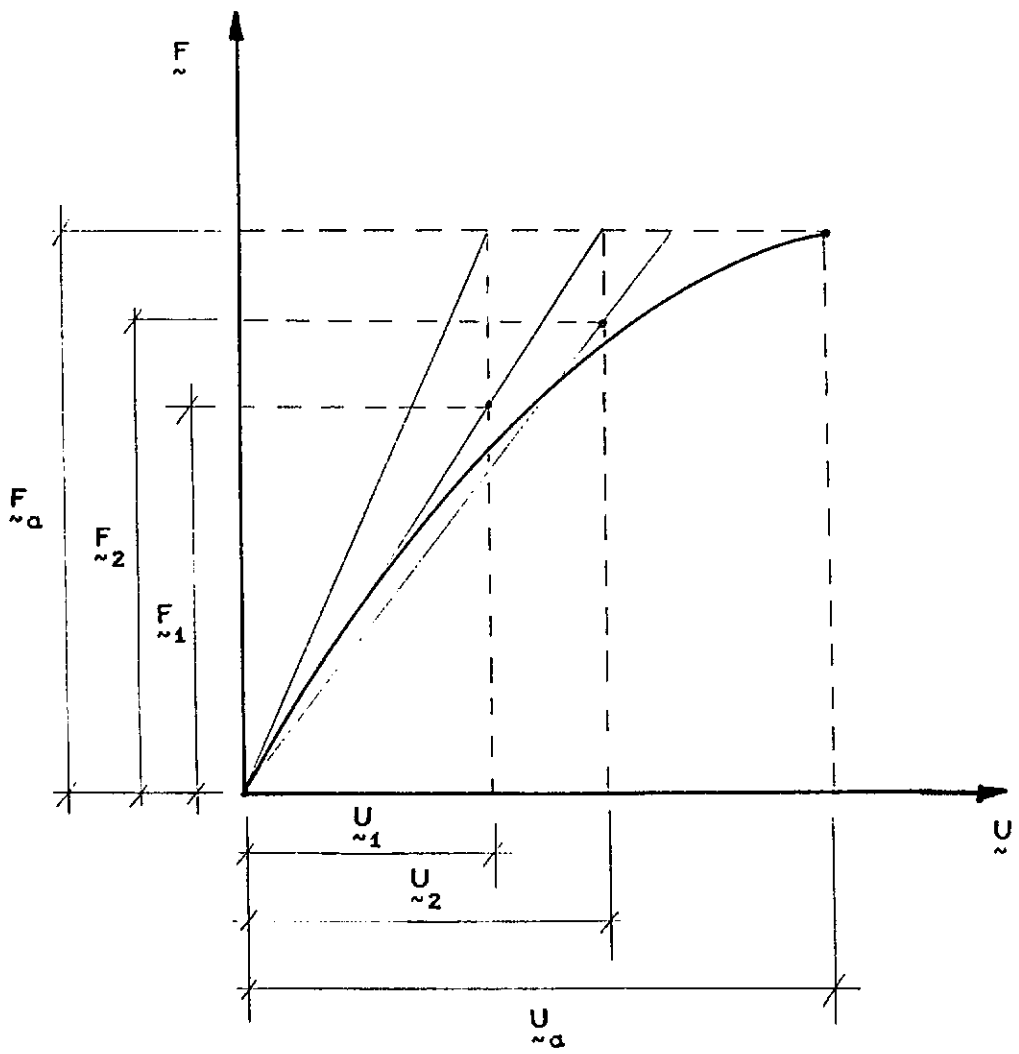
IV.4 - Esquema do processo incremental-iterativo

IV.4.3 - MÉTODO DIRETO (SECANTE)

O método direto usa a matriz de rigidez secante, dada pela equação (IV.13), para determinar as deflexões totais produzidas pelas cargas totais.

Enquanto o carregamento era aplicado em uma série de incrementos, no método direto é aplicado num simples passo de carga. Uma vez que \tilde{K}_1 e \tilde{K}_2 são funções de deslocamentos desconhecidos, um processo iterativo se faz necessário para resolver a equação (III.1).

O procedimento secante é mostrado na figura IV.5. Partindo da estrutura indeformada, o objetivo é obter a deflexão \tilde{U}_a correspondente à carga \tilde{F}_a . No passo inicial, \tilde{K}_1 e \tilde{K}_2 são inicializadas como nulas e a parte linear \tilde{K}_0 é usada para resolver a primeira estimativa \tilde{U}_1 . Continuando, \tilde{U}_1 é usado para avaliar \tilde{K}_1 e \tilde{K}_2 formando, então, a matriz secante completa. A matriz secante recém avaliada, é então utilizada para calcular \tilde{U}_2 . Este procedimento é repetido até que toda a carga \tilde{F}_a , seja absorvida pela estrutura dentro de um critério de tolerância previamente estabelecido.



IV.5 - Esquema do processo secante

Por utilizar a matriz de rigidez secante, este método também é conhecido como método secante. A relação de recorrência usada para obter a deflexão, em qualquer ciclo de iteração é:

$$\tilde{K}_{s \ i-1} \tilde{U}_i = \tilde{F}_a \quad (\text{IV.22})$$

O equilíbrio pode ser verificado após qualquer passo do procedimento, comparando as forças aplicadas \tilde{F}_a , com os esforços internos dado pela equação

$$\tilde{F}_i = \tilde{K}_{s \ i} \tilde{U}_i \quad (\text{IV.23})$$

Uma vez que toda a carga é aplicada à estrutura original indeformada em cada passo iterativo, a matriz de rigidez secante \tilde{K}_s é sempre baseada na geometria original indeformada da estrutura.

IV.4.4- MÉTODO INCREMENTAL-SECANTE

O método incremental-secante, que foi o adotado neste trabalho, faz uso da matriz de rigidez secante proposta por JENNINGS [21]. O desenvolvimento desta matriz está apresentado na seção III.5.

Este método consiste em aplicar a carga em incrementos e dentro de cada incremento realizar as iterações, utilizando o método secante para atingir o equilíbrio. Uma vez atingido o equilíbrio, a geometria da estrutura deve ser atualizada. Este procedimento será repetido tantos quantos forem o número de incrementos de carga.

IV.5 - CRITÉRIOS DE CONVERGÊNCIA

Uma importante parte do processo iterativo, numa análise não-linear, é aquela que corresponde à parada do processo, estando ligado intimamente com o grau de precisão da resposta final.

Em geral, um dos três critérios de convergência [1] apresentados a seguir é usado para verificação da condição de equilíbrio: critério de deslocamentos, critério de forças desequilibradas e critério da energia interna incremental.

1) Critério de Deslocamento

Este critério usa uma norma para deslocamentos

$$\frac{\|\Delta \tilde{U}^i\|}{\|\tilde{U}\|} \leq \text{TOLERÂNCIA} \quad (\text{IV.24})$$

que pode ser definida por um dos seguintes três tipos: norma absoluta, norma euclideana e norma máxima [7,23]. A mais usada e adotada neste trabalho é a norma euclideana. A norma euclideana do vetor \tilde{U} é:

$$\|\tilde{U}\| = \left(\sum_{j=1}^{\text{NGL}} |U_j|^2 \right)^{1/2} \quad (\text{IV.24a})$$

onde NGL representa, neste caso, o número de deslocamentos totais da estrutura.

A equação IV.24 é verificada para cada passo iterativo. O deslocamento incremental é representado por $\Delta \tilde{U}^1$ e \tilde{U} representa o vetor de deslocamentos totais, a cada passo de carga, e é a princípio desconhecido.

A tolerância adotada neste trabalho varia entre 10^{-6} e 10^{-9} .

2) Critério de Força Desequilibrada:

Este critério baseia-se na verificação do vetor de cargas desequilibradas. Uma desvantagem deste método aparece no caso de se ter no vetor de cargas residuais grandezas com unidades diferentes. Por exemplo, para um elemento de viga, as forças nodais internas apresentam valores referentes a forças e momentos. O critério de forças desequilibradas também foi implementado neste trabalho, porém o critério de deslocamentos foi o critério efetivamente utilizado.

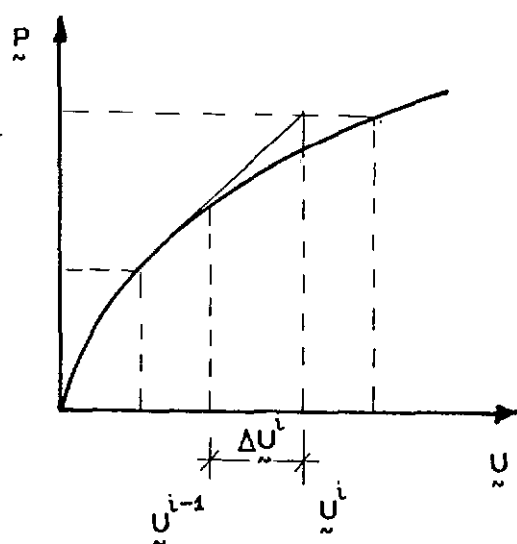
A expressão para o teste de convergência é:

$$\frac{\| \tilde{R} - \tilde{F}_{int} \|}{\| \tilde{R} \|} \leq \text{TOLERÂNCIA} \quad (\text{IV. 25})$$

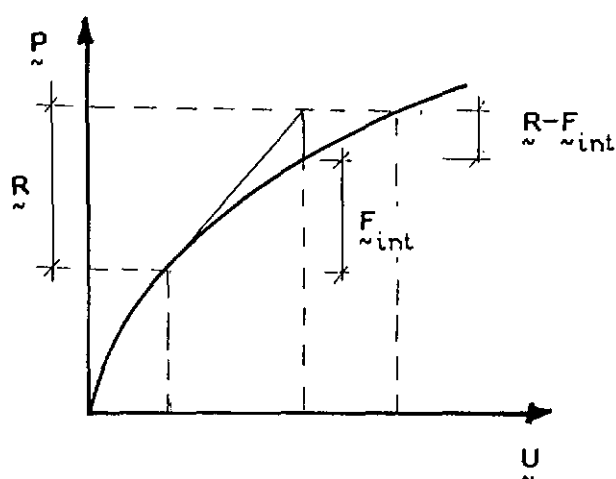
A figura IV.6 apresenta o esquema ilustrativo dos critérios de deslocamento e força desequilibrada.

3) Critério de Energia Interna Incremental

Este critério faz uso tanto dos deslocamentos quanto das forças, fornecendo, então, uma aproximação para estas duas grandezas.



IV.6.a - Critério de deslocamentos



IV.6.b - Critério de força desequilibrada

IV.6 - DESCRIÇÃO DO PROGRAMA IMPLEMENTADO

Foi desenvolvido um programa computacional, em elementos finitos, na linguagem FORTRAN, para micro-computadores da linha PC ou PS/2.

Faz-se uso da matriz de rigidez não-linear de pórtico plano proposta por JENNINGS [21], apresentada na seção III.5. A matriz de rigidez secante é implementada em um algoritmo incremental-secante.

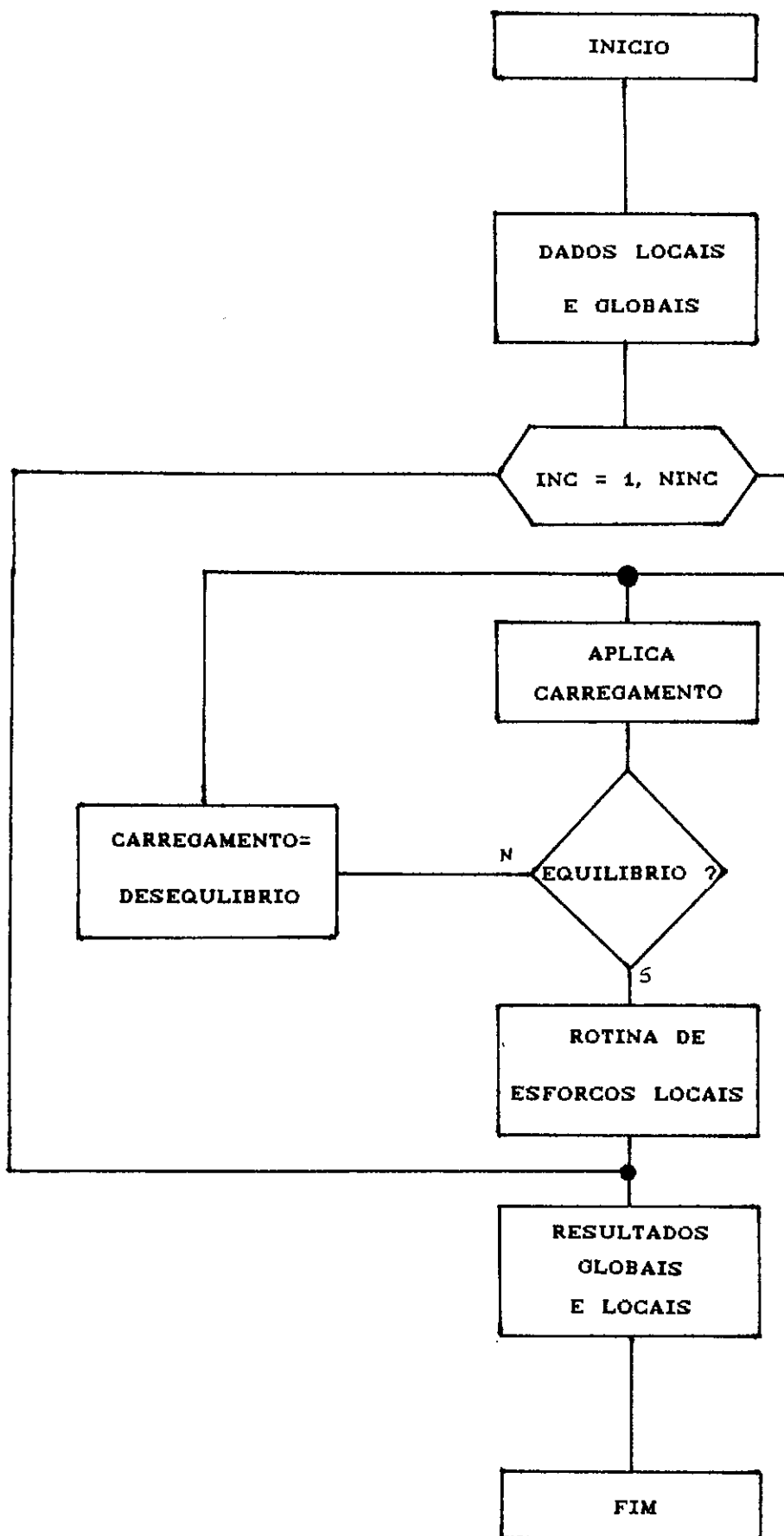
Ao final de cada incremento de carga, é feita a análise local de tensões e deformações dos elementos finitos previamente selecionados. Esta análise local é realizada através de uma rotina computacional que utiliza o modelo matemático desenvolvido por BATISTA et al [4,5]. Os esforços considerados são aqueles aos quais o "riser" está submetido num determinado incremento. São considerados também os diferenciais de pressão a que o elemento de "riser" está submetido.

Após todo o carregamento ter sido aplicado, pode ser feita uma análise de tensões e deformações em cada camada dos elementos finitos selecionados.

Foram introduzidos também a prescrição de deslocamentos para simular o passeio da plataforma, na qual o "riser" está conectado; permitindo avaliar como variam, por exemplo as

tensões e deformações da camada j do elemento i , durante este passeio da plataforma.

Um fluxograma resumido do código implementado é apresentado na figura IV.7.



IV.7 - Fluxograma resumido do programa implementado

IV.7 - EXEMPLOS NUMÉRICOS

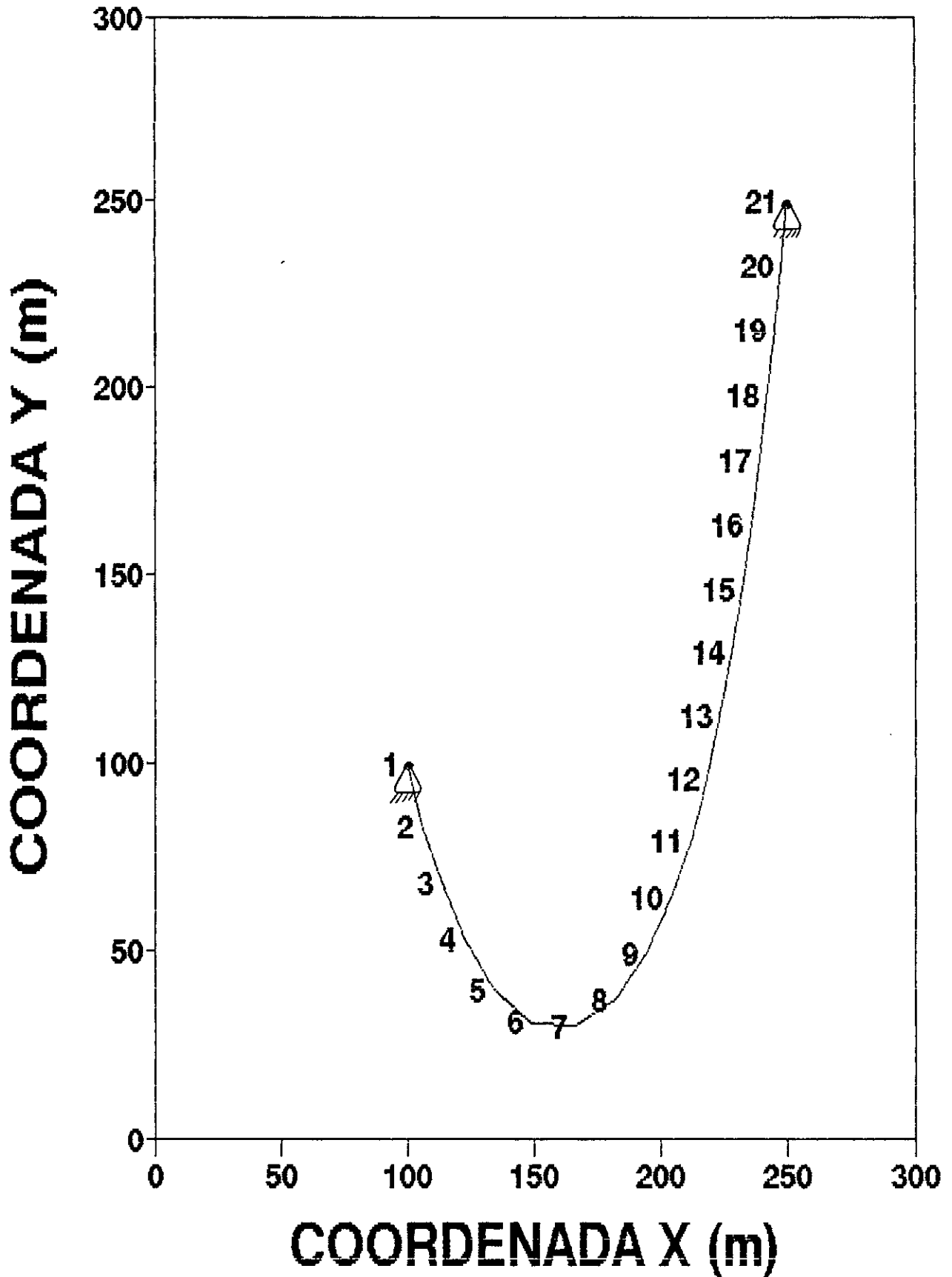
IV.7.1 - EXEMPLO 1 - A CATENÁRIA COMPLETA

Neste exemplo, é analisado o comportamento estático não-linear de um "riser" numa configuração de uma dupla catenária. Esta configuração é apresentada na figura IV.8 e os dados da estrutura estão disponíveis no quadro (IV.1).

QUADRO IV.1 - Dados estruturais e parâmetros de solução para o "riser" flexível. REFERÊNCIA: [24] MCNAMARA

Peso específico da água do mar:	1025.00 kg/m ³
Diâmetro Externo:	0.26 m
Diâmetro Interno:	0.20 m
Rigidez à flexão:	20.96 E 3 N/m ²
Rigidez Axial:	15.38 E 8 N
Massa no ar por unidade de comprimento:	57.50 kg/m
Peso submerso cheio d'água:	346.11 N/m
Comprimento Total:	350.00 m
Número de elementos:	20

CONFIGURAÇÃO ESTÁTICA DO RISER



IV.8 - Configuração do "riser"

Os resultados obtidos são apresentados na tabela (IV.1) juntamente com os encontrados na literatura, obtidos com elementos híbridos [24] e aproximação por catenária:

TABELA IV.1 - COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS

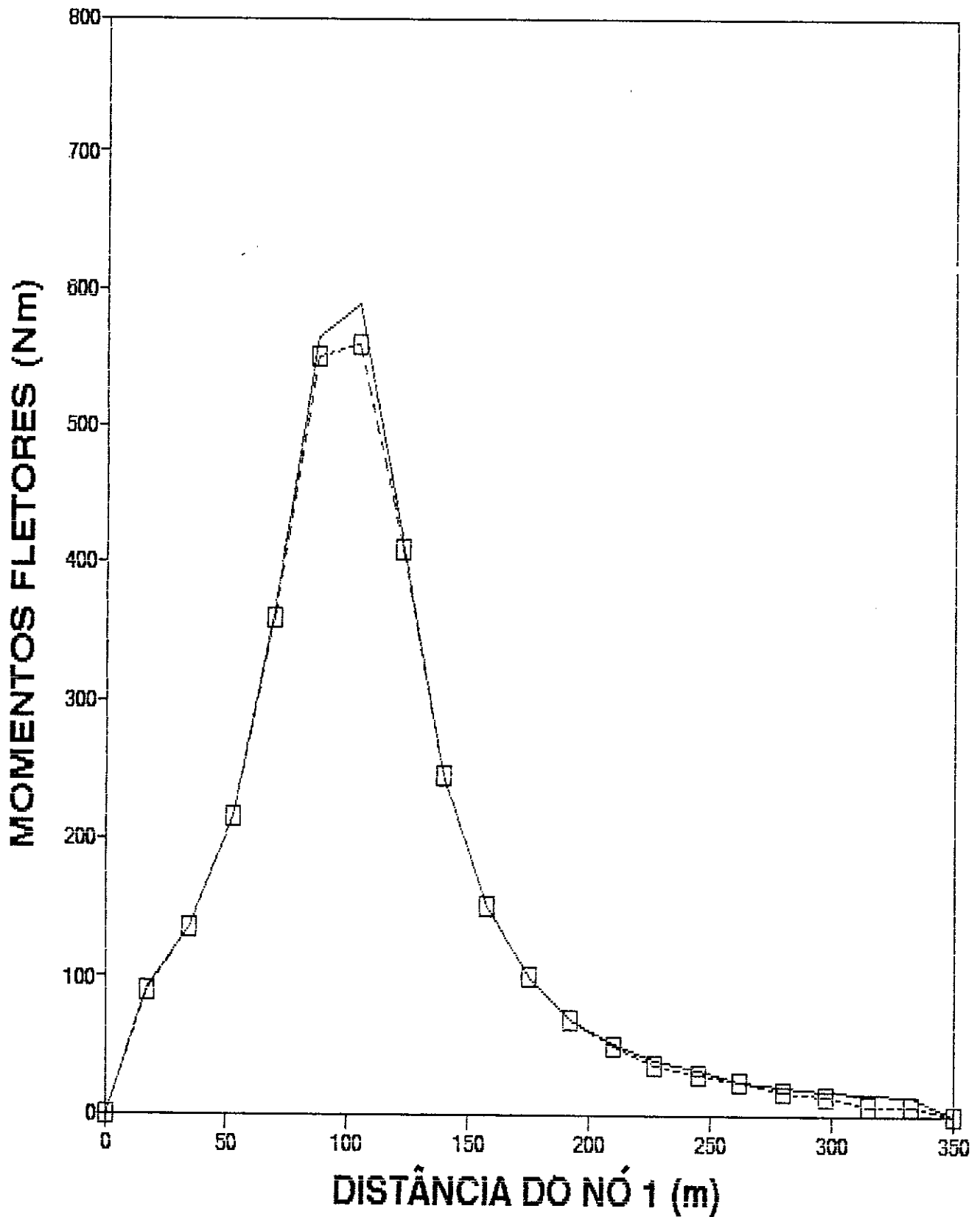
SOLUÇÃO	V_1	V_{21}	H_1	H_{21}
	(kN)	(kN)	(kN)	(kN)
McNamara[24] ^{*1}	35.83	91.45	11.92	11.57
Cabo Catenária	35.77	91.51	12.02	12.02
Presente Análise	35.05	92.73	12.40	12.38
Kriezis [22] ^{*2}	34.50	87.10	11.42	11.40

*1. Nesta solução, foi utilizado o elemento híbrido bi-dimensional com 7 graus de liberdade (6 deslocamentos nodais e 1 esforço axial)

*2. Nesta solução foi utilizado uma outra linha de métodos numéricos que adota o procedimento de diferenças finitas.

Além desta tabela IV.1 comparativa, o gráfico da figura IV.9 apresenta os dois diagramas de momentos fletores para os dois dos métodos de solução, onde observa-se a boa concordância entre os resultados.

DIAGRAMA DE MOMENTOS FLETORES



— COMPRIMENTO DESENVOLVIDO DO "RISER" —

— PRESENTE ANALISE - □ - McNAMARA

IV.7.2 EXEMPLO 2 - CABO INCLINADO COM APOIO DESLISANTE

Neste exemplo é analisado um cabo inclinado, inicialmente retilíneo, com um apoio deslissante na extremidade superior, como mostra a figura IV.10. Uma particularidade deste cabo é que ele possui as mesmas características geométricas e físicas do "riser" do exemplo 1, com uma diferença entre a rigidez à flexão e a rigidez axial da ordem de cem mil vezes, constituindo-se portanto um problema fortemente não-linear.

O "riser" tem geometria inicial em linha reta inclinada, como na figura IV.10, e o carregamento (peso próprio) é aplicado gradualmente em incrementos até o valor total.

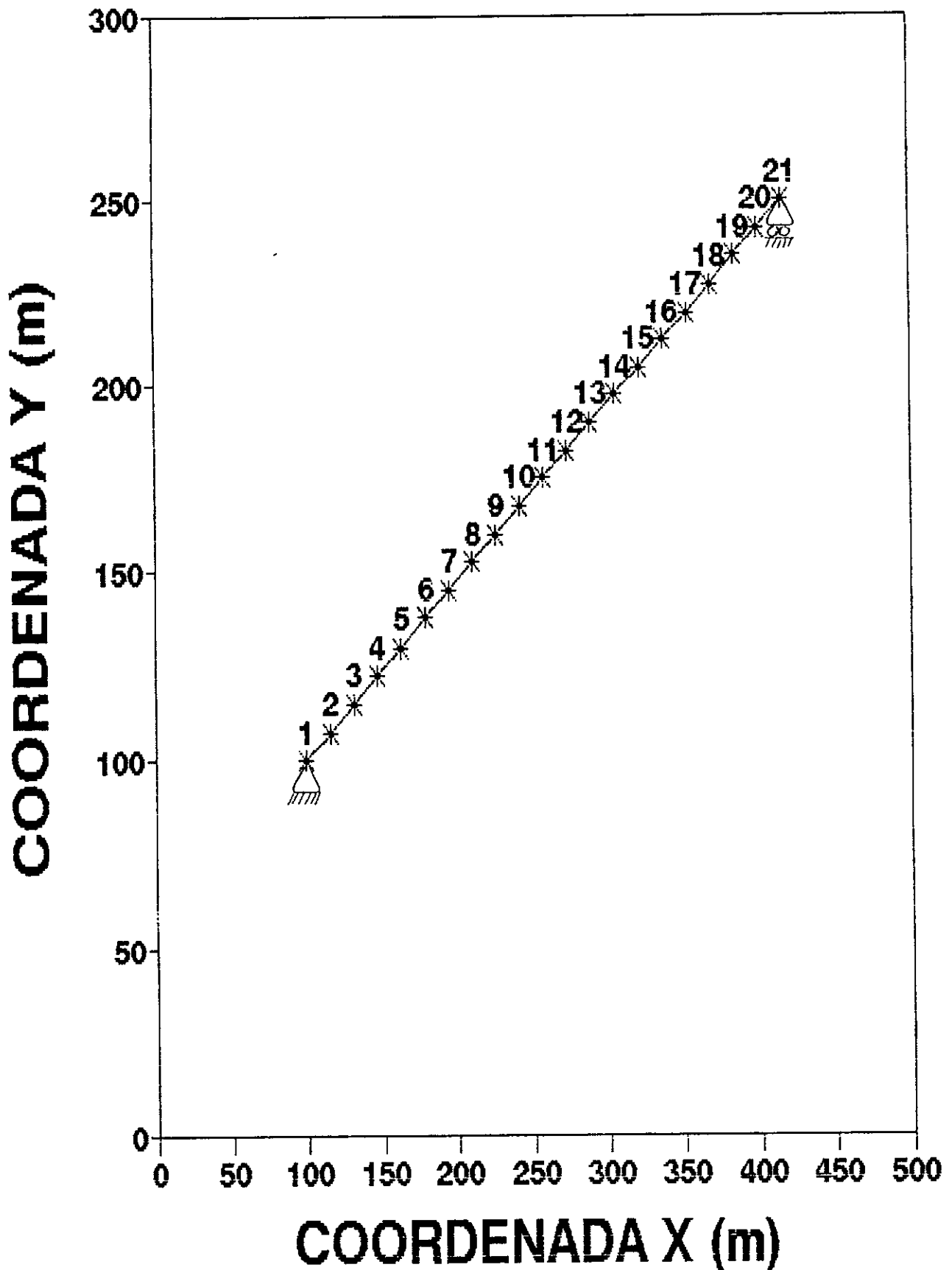
Desta maneira, a configuração final de equilíbrio é atingida. Para verificar esta solução, é calculada a catenária para um cabo de comprimento e massa iguais ao do "riser".

O gráfico da figura IV.11 mostra vários estágios de deformação do cabo "riser", até a configuração final de equilíbrio. Os estágios A, B e C correspondem respectivamente aos 6, 15 e 100 incrementos de carga.

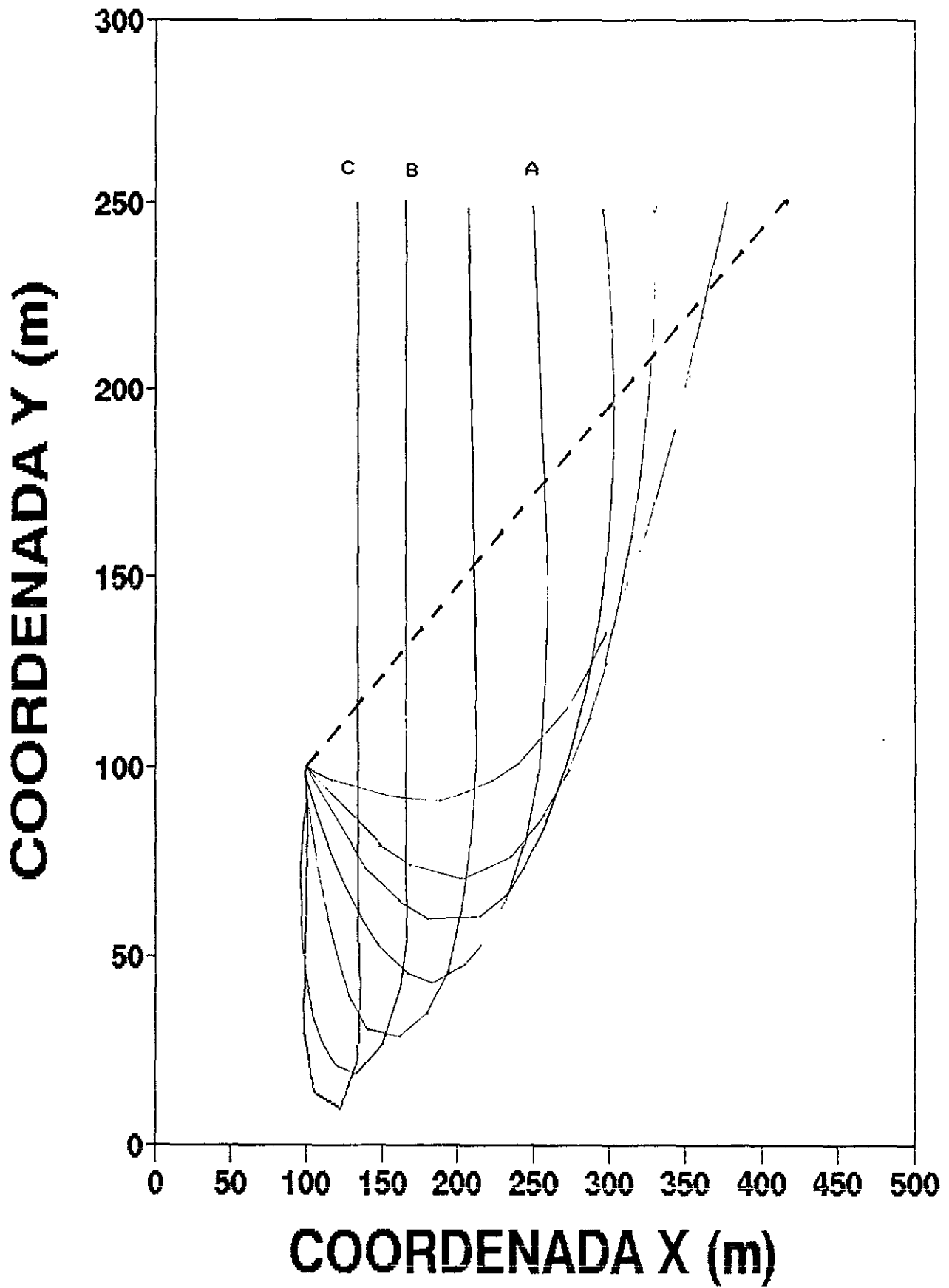
O gráfico da figura IV.12 compara a configuração geométrica final de equilíbrio alcançada pelo modelo com a configuração dada pela equação da catenária. Observa-se que a diferença geométrica que ocorre na região de maior curvatura, se deve a uma certa rigidez, a flexão, embora pequena do

"riser".

CABO INCLINADO COM APOIO DESLIZANTE

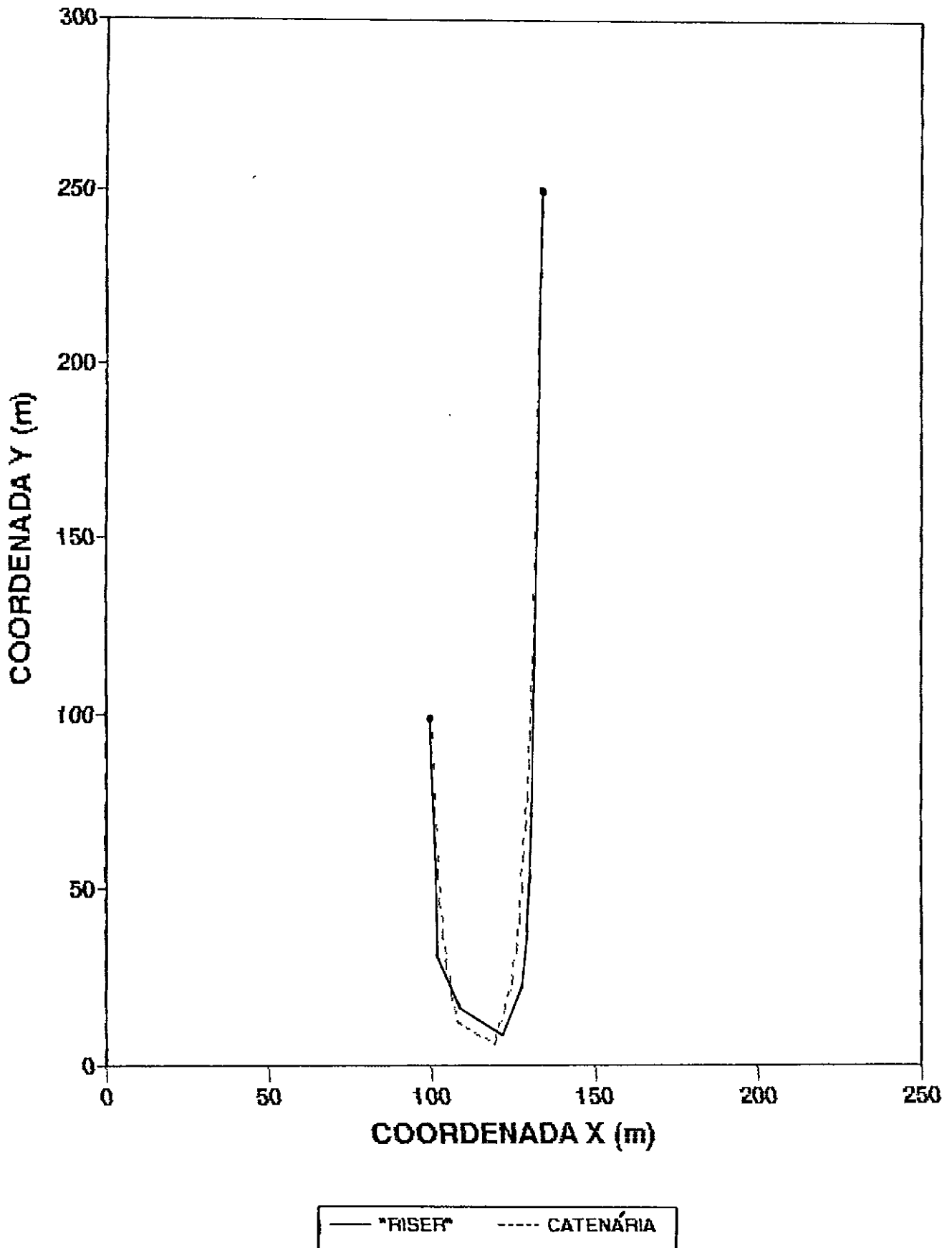


IV.10 - Cabo inclinado com apoio deslizante no nó 21



IV.11 - Estágios de deformação do cabo ("riser")

COMPARAÇÃO "RISER" x CATENÁRIA EQUILÍBRIO ESTÁTICO FINAL



IV.12 - Comparação: Modelo X Equação da catenária

CAPÍTULO V - COMPORTAMENTO MECÂNICO LOCAL DE "RISERS"

V.1 - INTRODUÇÃO

O modelo analítico aqui apresentado foi desenvolvido por Batista et al [4,5] e se destina à análise local de tensões elásticas em uma dada seção transversal de um "riser", a qual se acha submetida a esforços: axiais, de torção (em casos tri-dimensionais), de flexão e de pressões laterais interna e externa.

Esses esforços internos, obtidos da análise não linear estática de uma certa configuração do tubo, constituem um conjunto necessário de parâmetros para o cálculo de tensões locais em cada camada da seção transversal considerada.

Os parâmetros essenciais para o cálculo destas tensões são funções das características geométricas e físicas dos diversos componentes que constituem a estrutura interna desses tubos.

No que se segue, apresenta-se, sucintamente, as expressões para deformações e tensões. São consideradas solicitações axissimétricas (devidas as cargas axiais torsionais e pressão interna e externa) e de flexão (devida a mudança de curvatura), atuando isolada ou simultaneamente.

Quanto à constituição da estrutura interna do "riser", duas situações de camadas não-aderentes são consideradas: sem

e com atrito interno entre as camadas.

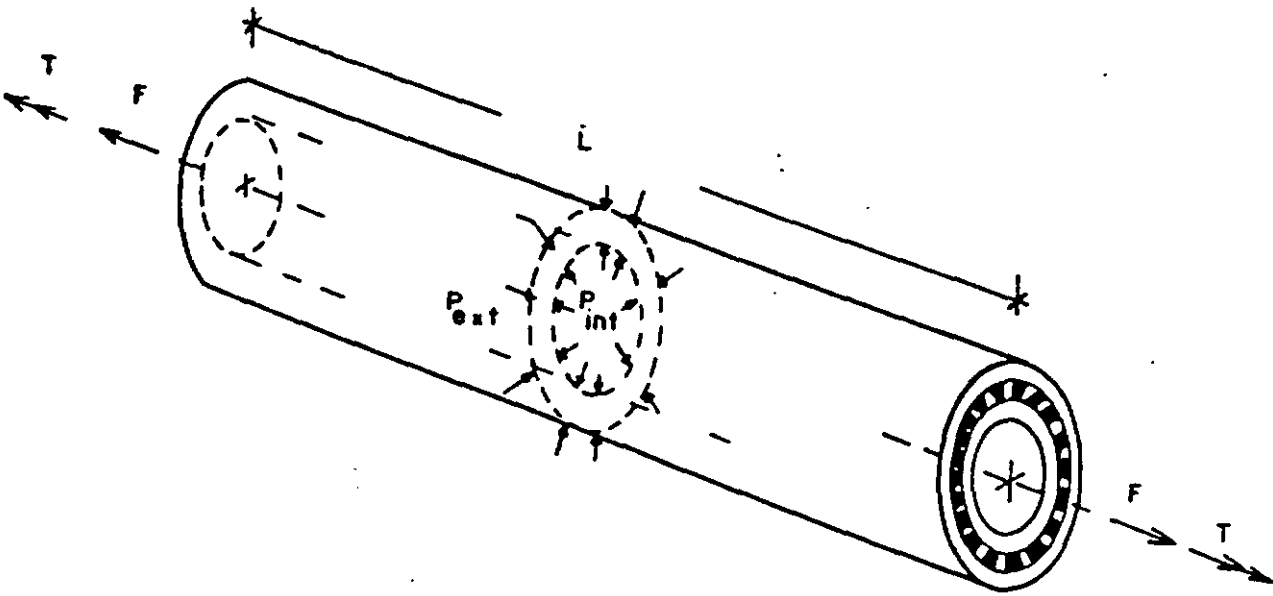
V.2 - COMPORTAMENTO MECÂNICO LOCAL SOB AÇÃO DE CARREGAMENTO AXISSIMÉTRICO

Considera-se as seguintes cargas axissimétricas conforme ilustrado na figura V.1:

- Força axial F , constante ao longo de um comprimento unitário L_i ;
- Momento axial (torção) T , constante ao longo de L (para situações tri-dimensionais);
- Pressão interna P_{int} , constante ao longo de L ;
- Pressão externa P_{ext} , constante ao longo de L ;
- .

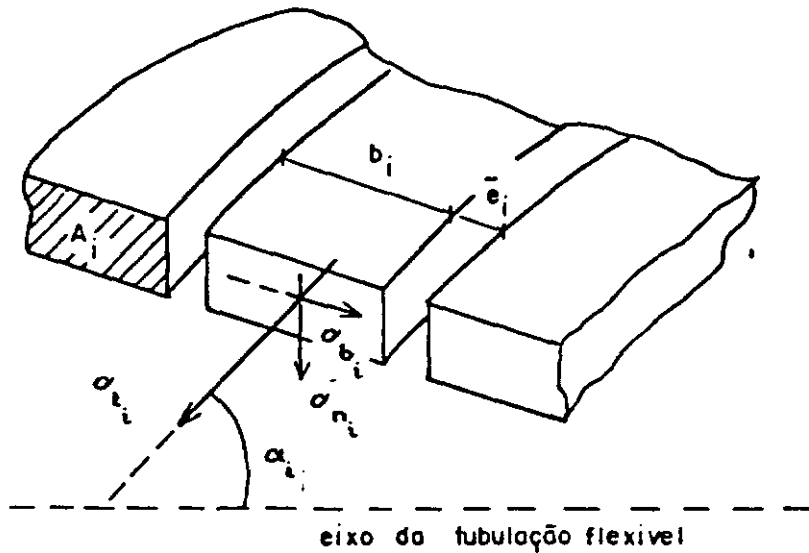
Sob ação dessas cargas o "riser" flexível sofre as seguintes deformações:

- alongamento axial, $\delta L/L$;
- variações de raio $\delta a_i/a_i$, em cada camada e consequentemente, variação de raio externo a_{ext} ;
- rotação axial $\delta\phi$ da seção transversal ;



V.1 - Cargas axissimétricas

REFERÊNCIA: [4] BATISTA et al



V.2 - Geometria das componentes de tensões nas armaduras

REFERÊNCIA: [4] BATISTA et al

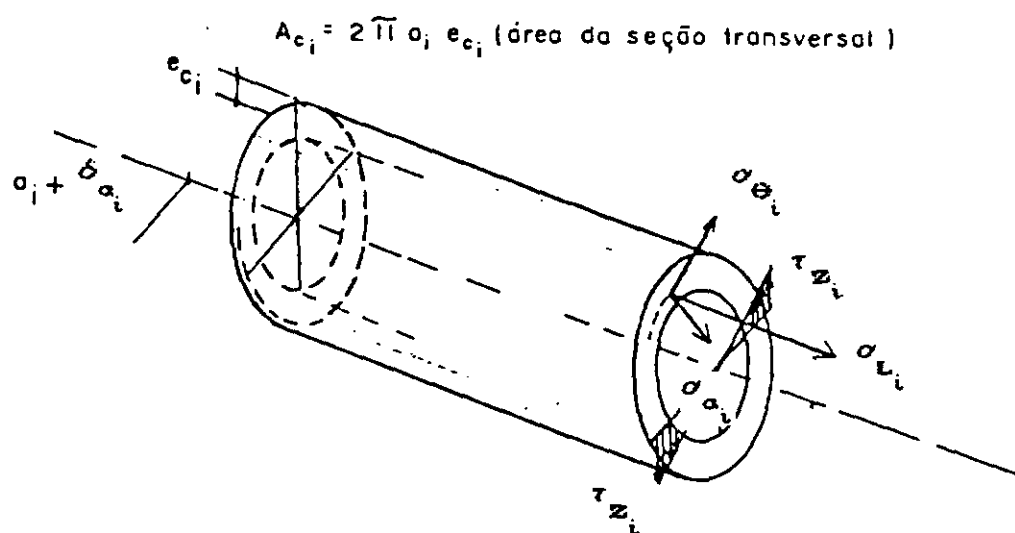
Sob a ação desse carregamento as fibras ou tendões de cada uma das n_i espiras, em uma certa camada i de armaduras de aço, são submetidas a duas tensões (ilustradas na figura V.2):

- tensão normal, σ_t ;
- tensão radial, σ_n ;

Observa-se que a tensão da terceira direção é tomada como nula (circunferencial, $\sigma_b = 0$) já que no caso de camadas não aderentes ("unbonded") existe um espaçamento lateral entre as espiras. Observa-se ainda que este espaçamento dá margem a consideração desse grau de liberdade, o qual permite uma variação $\Delta\phi$ do ângulo da hélice.

As camadas componentes tubulares se comportam como membranas cilíndricas circulares, e são submetidas a tensões, descritas nas três direções principais, como ilustra a figura V.3:

- tensão axial, σ_L ;
- tensão circunferencial, σ_θ ;
- tensão radial, σ_a ;
- tensão de cisalhamento, τ_z ;



V.3 - Geometria e tensões nas camadas circulares

REFERÊNCIA: [4] BATISTA et al

Este modelo matemático é baseado no modelo analítico completo de análise mecânica local de "risers" flexíveis, desenvolvido por Batista et al [4,5]. Qualquer tipo de seção transversal de armadura contra-hélica pode ser considerada juntamente com camadas tubulares de polímeros. As camadas de polímeros são analisadas como tubos cilíndricos de paredes finas.

Além disto, as principais hipóteses geométricas e físicas são:

- todos os materiais trabalham na região elástico-linear;
- as deformações são lineares;
- seções planas permanecem planas após à deformação.

O modelo analítico, apresenta equações de equilíbrio entre as forças internas e externas e equações de compatibilidade de deformações radiais para cada camada. As pressões radiais numa camada intermediária são consideradas no equilíbrio global de equações entre as pressões externas e internas, assegurando, desta maneira, a continuidade das tensões e deformações radiais. Pode ser considerado, ainda o atrito interno entre as camadas.

Um grupo de equações lineares são derivadas de um tubo flexível composto por N camadas contr-hélicas de aço e M

camadas de polímeros. Este número de equações que depende do número de camadas de aço (N) e polímeros (M). Além disto, a consideração de atrito também altera as incógnitas do problema:

- . $(6N + 6M + 2)$ incógnitas para "risers" que possuem as camadas bem lubrificadas e o atrito pode ser desconsiderado;
- . $(7N + 7M + 1)$ incógnitas para "risers" em que o atrito entre as camadas é considerado;

São apresentadas as $6N + 6M + 2$ incógnitas para o modelo sem atrito:

$\delta L_i / L_i$	alongamento da tubulação	; 1 incógnita
$\delta \phi = \phi / L_i$	rotação axial da tubulação	; 1 incógnita
$\delta a_i / a_i$	variação dos raios das camadas	; N+M incógnitas
a_{ext}	raio externo final	; 1 incógnita
$P_c^{(i)}$	pressões de contato entre camadas	; N+M-1 incógnitas
$\delta e_i / e_i$	variações de espessuras das camadas;	N+M incógnitas
$\sigma_{t_i}, \sigma_{n_i}$	tensões nas armaduras	; 2N incógnitas
α_i	ângulo final de assentamento	; N incógnitas
$\sigma_{L_i}, \sigma_{a_i}, \sigma_{\theta_i}$	tensões nas camadas tubulares	; 3M incógnitas

Para a situação em que o atrito não for negligenciado, ocorre uma restrição do deslizamento, induzindo tensões residuais (de tração ou de compressão, dependendo da ação externa) proporcionais à pressão de contato entre as camadas (devido à ação da pressão lateral externa e de compressão radial originada por força axial).

No caso das armaduras essa tensão residual (tensão tangencial de atrito na direção do eixo da espira), em cada uma das $(N+M-1)$ interfaces de contato entre as camadas i e $i-1$, é dada pela seguinte expressão:

$$\sigma_{T_i} = [\mu_i P_{c_i} (a_i + e_i / 2)] / b_i \quad \text{sen } \alpha_i ; \quad i = 1, \dots, (N+M-1) \quad (V.1)$$

onde, μ_i é o coeficiente de atrito entre as camadas i e $i-1$ e P_{c_i} é a pressão de contato entre essas mesmas camadas; e $i = N+M$ se refere à camada mais externa.

Assim acrescentou-se ao problema sem atrito, mais $(N+M-1)$ incógnitas σ_{T_i} e mais $(N+M-1)$ equações (V.1), relacionando-se estas tensões residuais nas espiras com as pressões de contato entre cada uma das camadas i e $(i-1)$.

O sistema de $(7N+7M+1)$ equações é sumarizado a seguir:

1) $2N$ equações de equilíbrio entre forças externas e internas

$$\sum_{i=1}^M \sigma_{L_i} A_{c_i} + \sum_{i=1}^N n_i \sigma_{t_i} A_i \cos \alpha_i - \sum_{i=1}^{N+M-1} (n_i \sigma_{T_i} 2\pi a_i l_i \cos \alpha_i) =$$

$$= F + (P_{\text{ext}} a_{\text{ext}}^2 - P_{\text{int}} a_{\text{int}}^2) \quad (\text{V.2})$$

2) $N+M-1$ equações de equilíbrio entre tensões de atrito e pressões de contato entre camadas.

$$\sigma_{T_i} = [\mu_i P_{c_i} (a_i + e_i / 2)] / b_i \sin \alpha_i ; i = 1, \dots, (N+M-1) \quad (\text{V.3})$$

3) $3M$ equações relacionando tensões e deformações nas membranas tubulares.

$$\sigma_{L_i} = [E_{c_i} / (1 - \nu_{c_i}^2)] (\varepsilon_z + \nu_{c_i} \varepsilon_\theta)$$

$$\sigma_{\theta_i} = [E_{c_i} / (1 - \nu_{c_i}^2)] (\varepsilon_\theta + \nu_{c_i} \varepsilon_z) ; i = 1, \dots, M \quad (\text{V.4})$$

$$\sigma_{a_i} = (E_{c_i} \varepsilon_\theta - \sigma_{\theta_i}) / \nu_{c_i}$$

4) 2N equações relacionando tensões nas armaduras e ângulo de torção com as deformações da tubulação flexível.

$$\sigma_{t_i}/E_i = \frac{\delta L_i}{L_i} \cos^2 \alpha_i + \frac{\delta a_i}{a_i} \sin^2 \alpha_i + \delta \phi \pi a_i \sin 2\alpha_i$$

$$\sigma_{n_i} = -\sigma_{t_i} (\delta a_i/a_i)(\delta L_i/L_i) \quad i = 1, \dots, N \quad (V.5)$$

5) N equações relacionando tensões radiais com variações de espessura das armaduras

$$(\delta e_i/e_i) = (\Delta P_i - \sigma_{n_i})/E_i \quad i = 1, \dots, N \quad (V.6)$$

6) N + M equações de continuidade dos raios das camadas

$$(a_{i+1} - a_i) + (\delta a_{i+1} - \delta a_i) = (e_i + e_{i+1})/2 + (\delta e_i + \delta e_{i+1})/2$$

$$i = 1, \dots, N+M \quad (V.7)$$

7) N + M equações de continuidade de pressões médias de contato entre camadas

$$P_c^{(i+1)} = P_c^{(i)} - \Delta P_i \quad i = 1, \dots, N+M \quad (V.8)$$

8) $N + M$ equações relacionando as tensões radiais e pressões diferenciais de contato

$$\Delta P_i = \sigma_{\alpha_i} L_i / a_i \quad i = 1, \dots, N \quad (V.9a)$$

$$\Delta P_i = (n_i \sigma_{t_i} A_i \sin \alpha_i \tan \alpha_i) / (2\pi a_i^2) \quad i = 1, \dots, N \quad (V.9b)$$

Além destas equações podemos utilizar um procedimento simplificado, quando são válidas as seguintes hipóteses simplificadoras:

- a contribuição das camadas tubulares para a rigidez da tubulação flexível é desprezível;
- as camadas tubulares transmitem integralmente as pressões de contato, i.e. as suas espessuras não variam;
- as camadas permanecem sempre em contato.

Desta maneira, o sistema de equações simultâneas apresentado nas equações (V.2) a (V.9), se reduz a:

1) 1 Equação de equilíbrio entre tensões e forças axiais

$$\sum_{i=1}^N n_i \sigma_{t_i} A_i \cos \alpha_i = F + \pi (P_{\text{ext}} a_{\text{ext}}^2 - P_{\text{int}} a_{\text{int}}^2) \quad (\text{V.10})$$

2) 1 Equação de equilíbrio entre tensões e forças radiais

$$\sum_{i=1}^N n_i \sigma_{t_i} A_i \sin \alpha_i \tan \alpha_i / (2\pi a_i) = (P_{\text{ext}} a_{\text{ext}}^2 - P_{\text{int}} a_{\text{int}}^2) \quad (\text{V.11})$$

3) 1 Equação de equilíbrio entre tensões e momento torçor

$$\sum_{i=1}^N n_i \sigma_{t_i} A_i a_i \sin \alpha_i = \tau \quad (\text{V.12})$$

4) N equações relacionando as tensões nas armaduras e deformações na tubulação flexível

$$\sigma_{t_i} / E_i = \frac{\delta L_i}{L_i} \cos \alpha_i - \frac{\delta a_i}{a_i} \sin \alpha_i + \frac{\phi}{L_i} a_i 2 \sin \alpha_i \cos \alpha_i$$

$$i = 1, \dots, N \quad (\text{V.13})$$

5) N relações de continuidade de pressões médias de contato

$$P_c^{(i+1)} = P_c^{(i)} - \Delta P_i \quad i = 1, \dots, N \quad (\text{V.14})$$

6) N relações entre tensões radiais e pressões de contato

$$\Delta P_i = (n_i \sigma_{t_i} A_i \sin \alpha_i \tan \alpha_i) / (2\pi a_i^2) \quad i = 1, \dots, N \quad (V.15)$$

V.3 - COMPORTAMENTO MECÂNICO LOCAL SOB FLEXÃO

Uma tubulação flexível tem como principal característica permitir grandes variações de curvatura, as quais ocasionam momentos de flexão, que devido à estrutura interna, são em geral de pequena magnitude quando comparados com tubulações rígidas.

Durante o processo de deformação por flexão, diversos mecanismos ocorrem e dentre os mais relevantes pode-se citar:

- deslizamento entre as camadas não-aderentes;
- novo posicionamento ou rearranjo de configuração das armaduras em hélice, resultando numa mudança do ângulo de assentamento α que passa a ser variável ao longo da circunferência e do comprimento curvo da tubulação;
- mudanças de curvatura e ângulos de torção dessas armadura hélicas, causando variações de tensões;

- mesmo na ausência de pressão (interna ou externa) se observa, no início da deformação por flexão, um momento resistente devido ao atrito interno das camadas;

- Com o acréscimo continuado de deformação por flexão, i.e. com o acréscimo de curvatura ρ que provoca variação do ângulo de assentamento α , as armadura de tração chegam à situação do contato lateral. Nessa situação surgem tensões elevadas, de contato e longitudinais; essas últimas ocasionadas por atrito entre as armaduras de uma mesma camada.

Num espaço R^3 uma superfície é uma função de dois parâmetros independentes ϕ e θ , conforme ilustrado na figura V.4, sendo uma curva sobre essa superfície definida por uma relação entre esses dois parâmetros. Sob ação dos carregamentos as armadura são tensionadas e se comportam elasticamente, tendo a tendência de se rearranjarem na forma de lihas geodésicas sobre a superfície do tubo (ou camada inferior).

A análise dessa geodésica pode geralmente ser feita segundo as teorias de Geometria Diferencial ou da Análise Funcional, envolvendo métodos variacionais, que será apresentada a seguir.

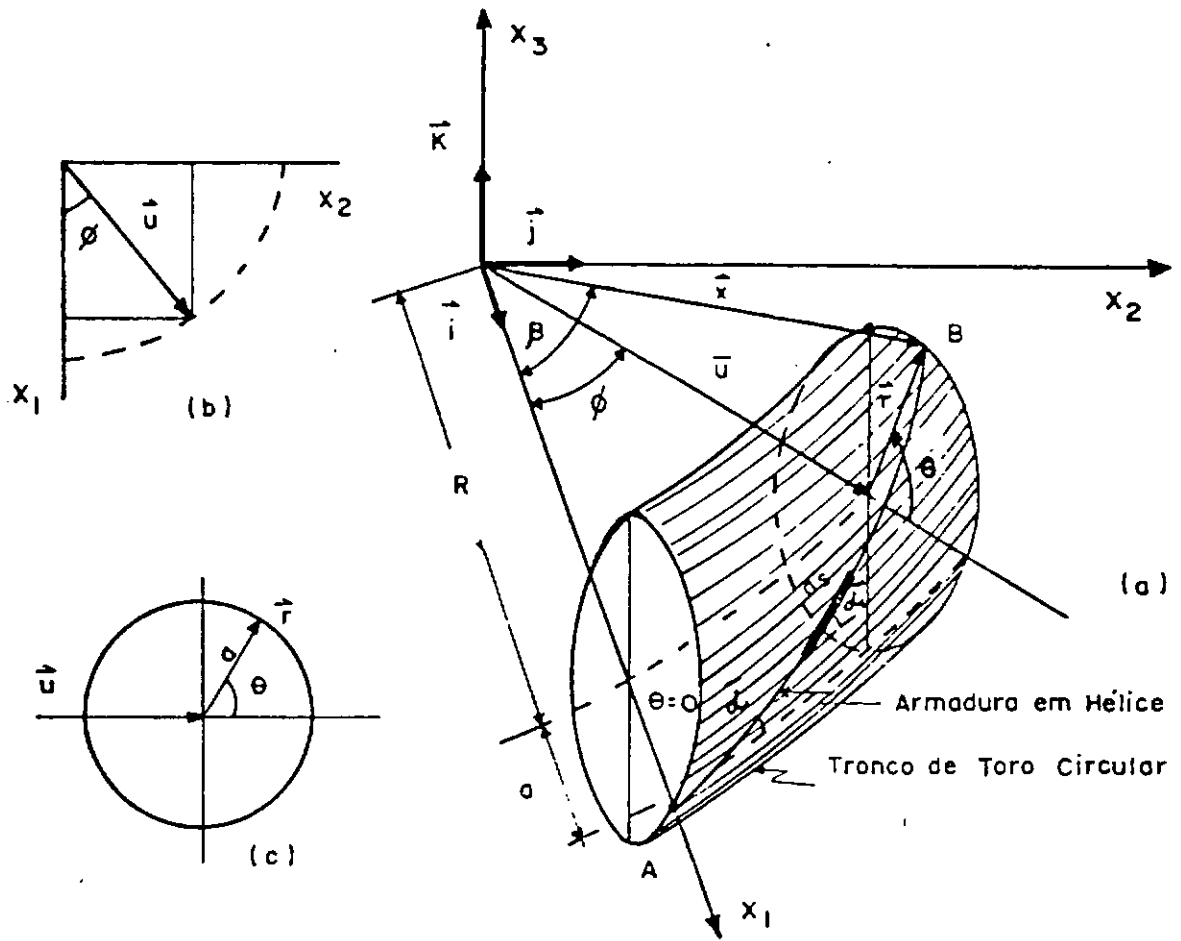
Extremizando-se um funcional que representa o comprimento do arco de uma curva sobre a superfície do toro circular. A

distância sobre a superfície entre o ponto P e um ponto P' é dada pelo comprimento de arco de curva

$$\bar{L}(c) = \int_P^{P'} ds = \int_P^{P'} [(R + a \cos \theta)^2 d\phi^2 + a^2 d\theta^2]^{1/2} \quad (V.16)$$

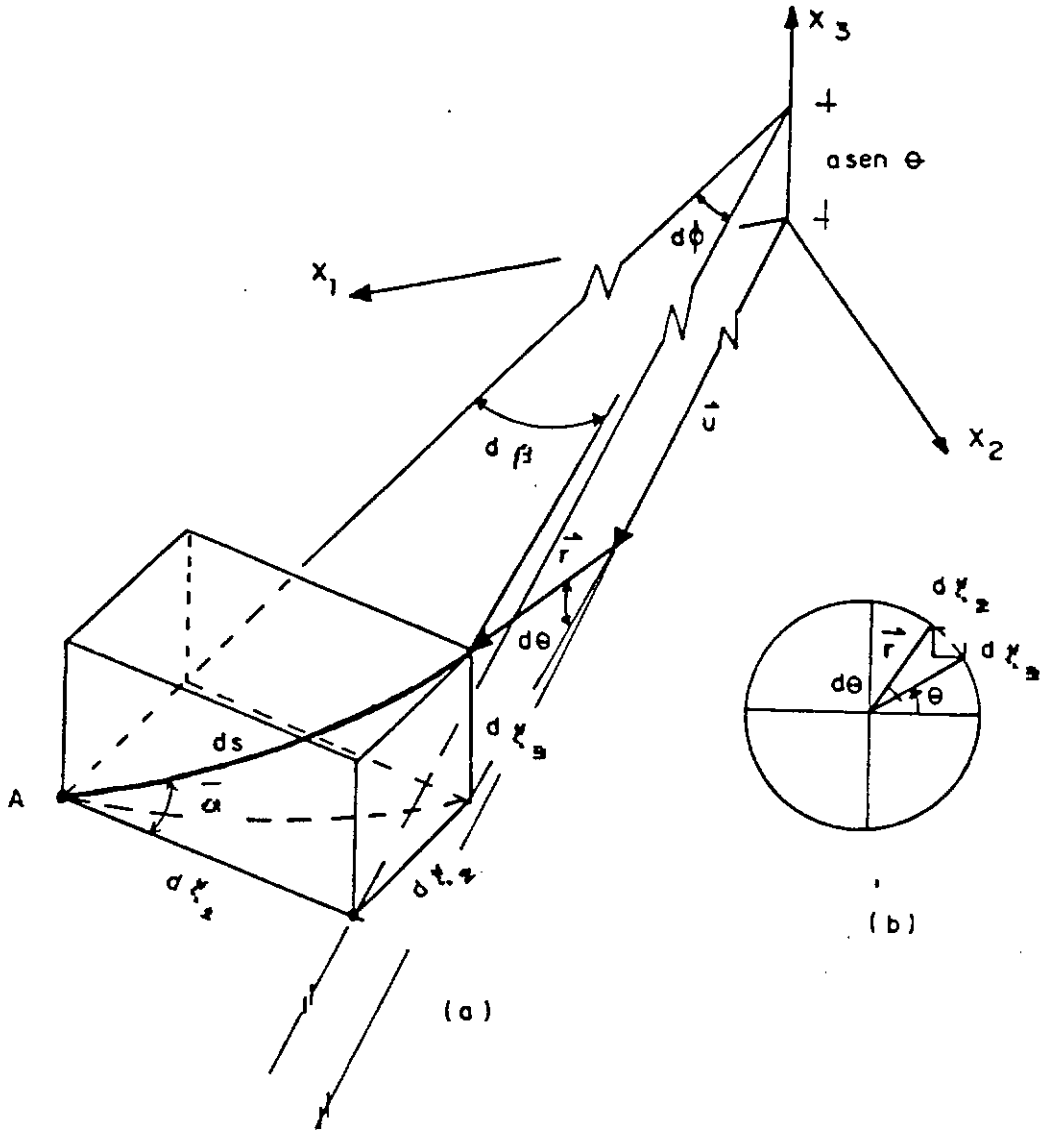
fazendo θ a variável independente

$$\bar{L}(c) = \int_P^{P'} [(R + a \cos \theta)^2 (d\phi/d\theta)^2 + a^2]^{1/2} d\theta \quad (V.17)$$



V.4.a - Ilustração gráfica de uma curva hélice sobre a superfície de um toro

REFERÊNCIA: [4] BATISTA et al



V.4.b - Representação gráfica de um comprimento infinitesimal
de arco de hélice sobre a superfície de um toro

REFERÊNCIA: [4] BATISTA et al

Tem-se assim um funcional onde ϕ não aparece explicitamente no integrando

$$\bar{L}(c) = \int L(\phi, \theta, \phi') \quad ; \text{ onde } \phi' = d\phi/d\theta \quad (V.18)$$

A extremização desse funcional leva a uma equação diferencial que, resolvida, fornece uma equação de outra superfície cuja interseção com a superfície do toro define a curva geodésica (hélice sobre o toro). Obtém-se então:

$$\phi' = C a \{ (R + a \cos\theta) [(R + a \cos\theta)^2 - C^2]^{1/2} \}^{-1} \quad (V.19)$$

e integrando-se

$$\phi = C a \int \frac{d\theta}{(R + a \cos\theta) [(R + a \cos\theta)^2 - C^2]^{1/2}} + C_1 \quad (V.20)$$

A integração de (V.20) é de difícil solução, portanto, deve-se recorrer a um procedimento alternativo para se determinar o deslocamento entre as camadas de armaduras.

Considera-se que o alongamento sofrido por um trecho de armadura tensionada é muito menor que o deslizamento ocorrido com a mudança de configuração de hélice. Assim, um elemento circunferencial de hélice, ds , permanece inalterado durante o

processo de flexão de tubulação. Com isso pode-se escrever que, no toro

$$ds \cos \bar{\alpha}(\theta) = (R + a \cos \theta) d\phi \quad (V.21)$$

com auxílio da equação (V.17), considerando que $R^2 \gg a^2$,

$$\left(\frac{d\phi}{d\theta} \right)^2 \cong \frac{C^2 R^2}{(R + a \cos \theta)^4} ; \text{ onde, } C = \frac{P}{2\pi} = \frac{a}{\tan \alpha} \quad (V.22)$$

$$\therefore \frac{d\phi}{d\theta} \cong \frac{aR}{(R + a \cos \theta)^2 \tan \alpha} \quad (V.23)$$

que substituindo em (V.21) resulta na relação

$$\cos \bar{\alpha} = \frac{\cos \alpha}{[1 + (a/R) \cdot \cos \theta]} \quad (V.24)$$

Integrando-se (V.23) obtem-se

$$\phi = \int \frac{aR d\theta}{(R + a \cos \theta)^2 \tan \alpha} \quad (V.25)$$

que, considerando $R^2 \gg a^2$ ($a/R \leq 0.1$), resulta em

$$\phi = \frac{a}{R \tan \alpha} \left[\theta - \frac{\operatorname{sen} \theta}{(R + a \cos \theta)} \right] \quad (V.26)$$

que é a equação de uma curva sobre a superfície do toro que se aproxima de uma hélice.

Pode-se agora, com auxílio da figura V.5, determinar a projeção do deslizamento (Δ_p) sobre um paralelo qualquer.

$$\Delta_p = (R + a \cos \theta) \cdot \frac{1}{2} (\phi(\theta) - \bar{\phi}) \quad (V.27)$$

$$\text{onde } \bar{\phi} \cong \frac{1}{R} \left(\frac{a\theta}{\tan \alpha} \right) \quad (V.28)$$

substituindo (V.28) em (V.27) obtém-se

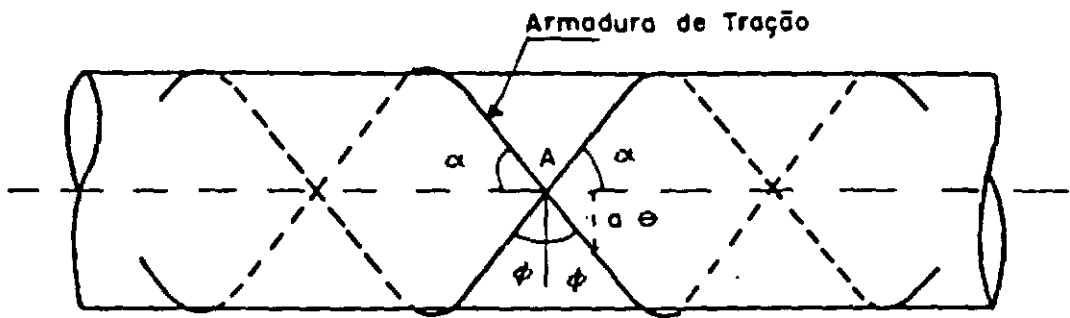
$$\Delta_p = - \frac{a_i^2}{2 R \tan \alpha} \sin \theta \quad (V.29)$$

com auxílio da figura (V.5), pode-se escrever

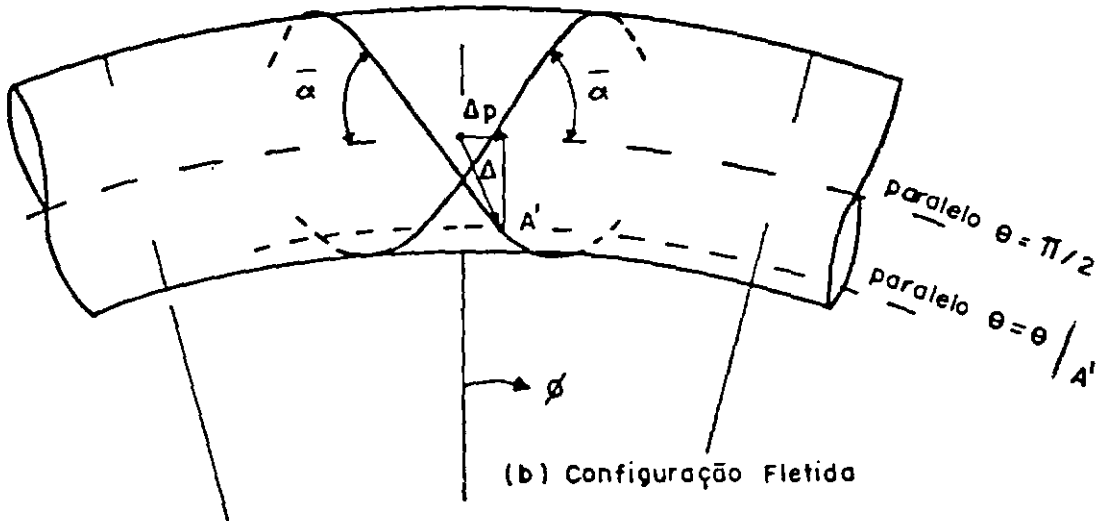
$$\Delta_p = \Delta \cdot \cos \gamma \quad (V.30)$$

usando-se simples relações trigonométricas

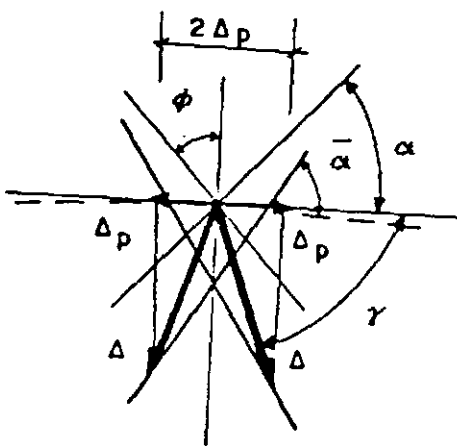
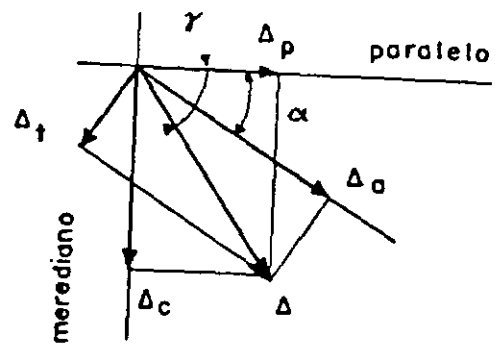
$$\cos \gamma = \frac{2}{\left[4 + \frac{1}{\tan^2 \alpha} \right]^{1/2}} \quad (V.31)$$



(a) Configuração Retilínea



(b) Configuração Fletida

(c) Deslizamento Δ 

(d) Componentes do deslizamento

V.5 - Deslizamentos das armaduras

REFERÊNCIA: (4) BATISTA et al

pode-se escrever, após substituição de (V.31) e (V.29) em (V.30), que o deslizamento é dado pela expressão

$$\Delta = \frac{a_i^2}{R \tan \alpha} \left(4 + \frac{1}{\tan^2 \alpha} \right)^{1/2} \sin \theta \quad (\text{V.32})$$

Decompondo o deslizamento Δ em duas componentes relativas à direção dada pelo ângulo α fornece:

- o deslizamento axial ao longo do comprimento da armadura hélica

$$\Delta_a = - \frac{3}{4} \cdot \frac{a_i^2 \cos^2 \alpha}{R \tan \alpha} \cdot \sin \theta \quad (\text{V.33})$$

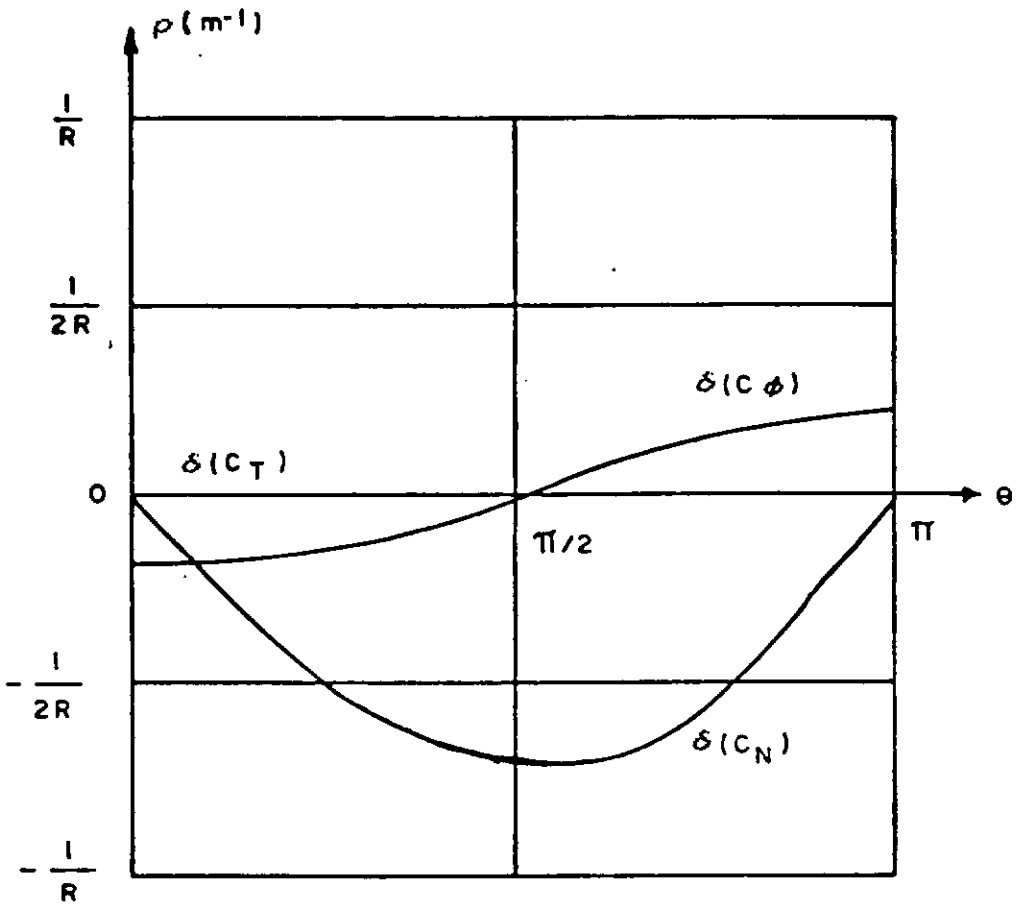
- o deslizamento transversal, perpendicular à armadura hélica

$$\Delta_t = - \frac{1}{4} \cdot \frac{a_i^2}{R \tan \alpha} \left[\frac{\cos^2 \alpha}{\sin \alpha} - 2 \sin \alpha \right] \cdot \sin \theta \quad (\text{V.34})$$

A variação de curvatura $\delta(C_N)$ é dada por

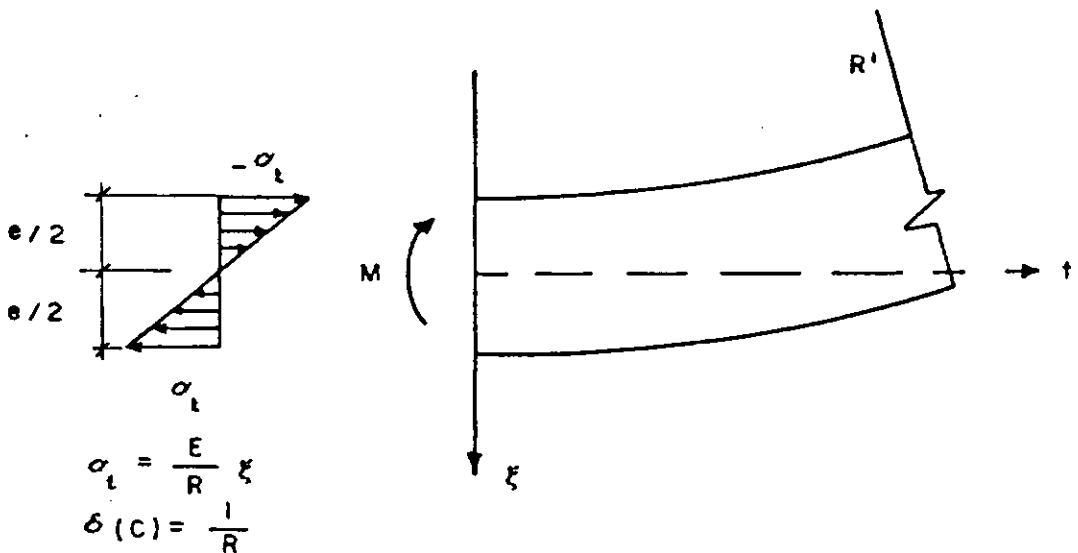
$$\delta(C_N) = \frac{\cos^2 \alpha_i}{R} \cdot \frac{\sin \theta}{(1 + (a_i/R) \cos \theta)} \quad (\text{V.35})$$

a qual é ilustrada na figura V.6.



V.6 - Variação de curvatura e de torção devido a flexão da tubulação

REFERÊNCIA: [4] BATISTA et al



V.7 - Tensão normal na armadura devido a flexão pura

REFERÊNCIA: [4] BATISTA et al

Agora, utilizando a teoria elementar de flexão de barras prismáticas, pode-se escrever, com auxílio da ilustração feita na figura V.7, que o valor máximo da tensão normal à seção transversal da armadura é numa certa camada i

$$\sigma_{N_i} = \sigma_{t_i} \Big|_{\xi = \pm e/2} = E_i \frac{e_i}{2} \delta(C_N) \quad (V.36)$$

A variação de torção das armaduras de tração, provocada por mudança de configuração durante a flexão, induz tensões cizalhantes nas seções transversais dessas armaduras. Utilizando a teoria elementar de molas helicoidais pode-se escrever que

$$\delta = \frac{1}{2} \cdot \frac{Gb_i}{(\pi a_i^2)} \delta_{axial} \quad (V.37)$$

ou, ainda, fazendo a variação do deslocamento relativo δ na direção axial aproximadamente igual à taxa de variação, $Rd\phi^*/de$,

$$\tau_i \cong - \frac{1}{4\pi^2} \frac{G b_i}{R \tan \alpha_i} \cdot \frac{\cos \theta}{(1 + a_i/R \cos \theta)} \quad (V.38)$$

de onde observa-se que a tensão cizalhante na armadura, τ_i ,

provocada por variações de torção, atinge valores máximos nas regiões de deslizamentos mínimo (em torno de $\theta=0$ e $\theta=\pi$). Observa-se também, que a forma de (V.38) referida a essa regiões é semelhante àquela da tensão cisalhante máxima em uma barra de seção retangular sujeita à torção, i.e.

$$\tau = c G \phi \quad (V.39)$$

onde, c é uma dimensão da seção transversal, G o módulo elástico de cisalhamento e ϕ o ângulo de torção por unidade de comprimento. Com essa analogia pode-se escrever que a variação de torção da armadura é,

$$\delta(C_{\phi}) = - \frac{1}{4R\pi^2 \tan \alpha_i} \cdot \frac{\cos \theta}{(1 + (a_i/R) \cos \theta)} \quad (V.40)$$

a qual é ilustrada na figura V.6.

V.4 - VERIFICAÇÃO DO ESTADO LIMITE ÚLTIMO

Considera-se a ação combinada de tração axial, momento torçor, pressões interna e externa e efeitos devidos à curvatura e atrito entre camadas.

A verificação é feita para seções transversais mais relevantes à análise, i.e. aquelas onde ocorrem as situações mais desfavoráveis de combinações de esforços internos e destas com efeitos de curvatura. Sendo a análise de tensões, linear, é válido o princípio de superposição. Assim a verificação de tensões admissíveis pode ser feita convenientemente superpondo-se, em cada uma das seções analisadas, as tensões internas calculadas através de:

- solução das $(7N+7M+1)$ equações simultâneas apresentadas neste capítulo, as quais fornecem, para a carregamento considerado, o estado de tensões internas em cada camada de armadura e de membrana plástica tubular;

- expressões usadas para o cálculo de tensões devidas à flexão, tanto nas armadura quanto nas membranas plásticas tubulares.

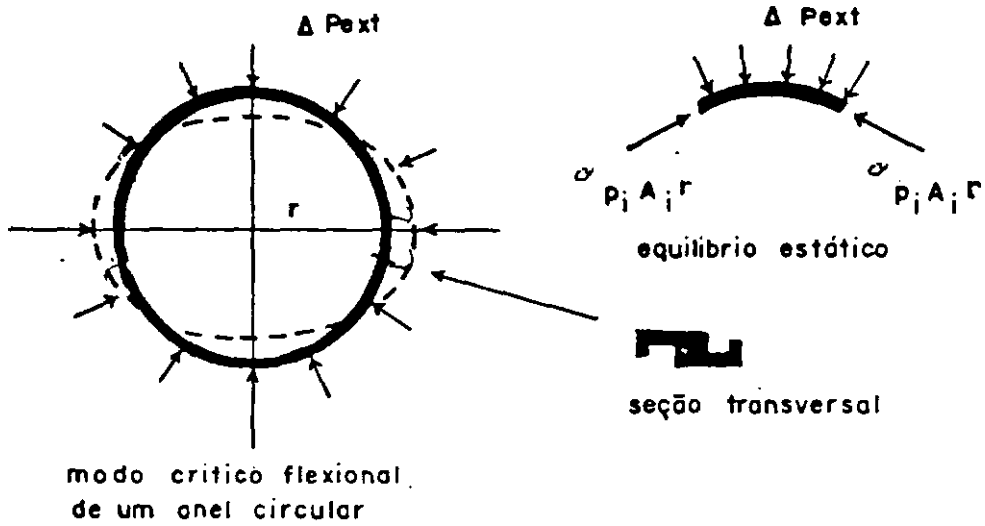
Dessa superposição de tensões de tensões em cada seção transversal analisada e para algumas posições circunferenciais (armadura de tração), pode-se destacar as seguintes situações típicas de verificação da resistência mecânica da tubulação sob ação de cargas combinadas

- colapso da tubulação por diferencial de pressão interna;
- colapso da tubulação por diferencial de pressão externa;
- colapso da tubulação por esforços aplicados excessivos (tração, pressão e flexão).

Essas verificações de colapso são feitas com base nos valores máximos de tensões nas armaduras nas seções onde ocorrem as situações mais desfavoráveis de combinação de esforços.

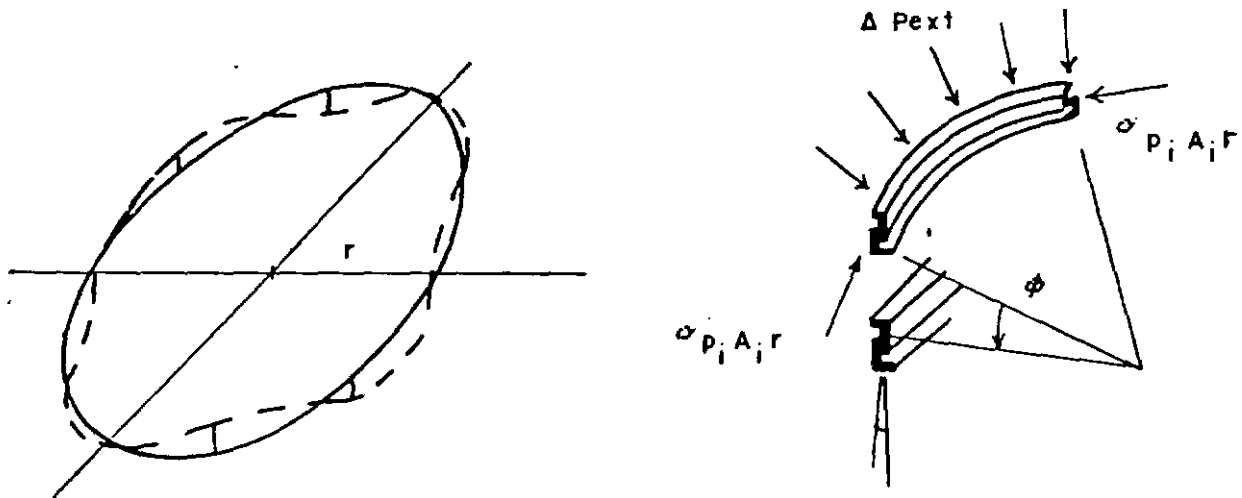
O modo característico de colapso do tubo é o colapso da armadura de pressão, devido à tração excessiva ou à pressão hidrostática atuante. devido à grande esbeltez das armaduras de pressão ($\alpha \cong 90^\circ$), o colapso sob pressão externa de contato uniforme ocorre:

- na forma análoga à flambagem de um anel circular em seu próprio plano médio (figura (V.8a));
- na forma análoga à flambagem torsional de um anel circular com seção transversal do tipo aberta (figura (V.8b)).



V.8.a - Flambagem na armadura de compressão por flexão

REFERÊNCIA: [4] BATISTA et al



V.8.b - Flambagem na armadura de compressão

REFERÊNCIA: [4] BATISTA et al

Para evitar estes tipos de colapso, a tensão resultante ($\sigma_p = \sigma_t$) na direção do eixo da armadura de pressão deve satisfazer simultaneamente as seguintes desigualdades:

$$\sigma_p \leq \left[\frac{1}{\Gamma} \left[\frac{3E_i I_{x_i}}{A_i a_i^3} \sin^6 \alpha_i \right] \right. \quad \text{(IV.41a)}$$

$$\left. \frac{1}{\Gamma} \left[\frac{E_i I_{y_i}}{A_i a_i^3} \sin^6(\alpha_i) \left(\frac{9}{4 + E_i I_{y_i} / (G_i J_i)} \right) \right] \right] \quad \text{(IV.41b)}$$

onde, além dos parâmetros já definidos anteriormente, aparecem as seguintes propriedades da seção transversal de armadura de pressão (do tipo intertravada).

I_{x_i} , momento de inércia à flexão radial

I_{y_i} , momento de inércia à flexão transversal

Γ , coeficiente de segurança adotado

Na desigualdade (V.41a) o termo entre parentesis é a tensão crítica de instabilidade de um anel circular (com raio = $(a_i / \sin^2 \alpha_i)$) sob ação de pressão radial uniforme externa. O modo crítico associado a essa tensão tem a forma de duas ondas completas ao longo da circunferência correspondendo à ovalização da seção transversal da tubulação da tubulação.

Na desigualdade (V.41b) o termo entre colchetes é a tensão

crítica da inestabilidade torcional de um anel circular (com raio = $(a_i / \sin^2 \alpha_i)$) sob ação de pressão radial uniforme externa, a qual mantém a direção paralela à original durante o deslocamento lateral do anel. Este deslocamento lateral se dá ao longo da circunferência na forma de quatro meias ondas, que é o modo crítico torsional associado a essa tensão crítica.

CAPÍTULO VI

EXEMPLO PRÁTICO

VI.1 - A CATENÁRIA LIVRE EM OPERAÇÃO

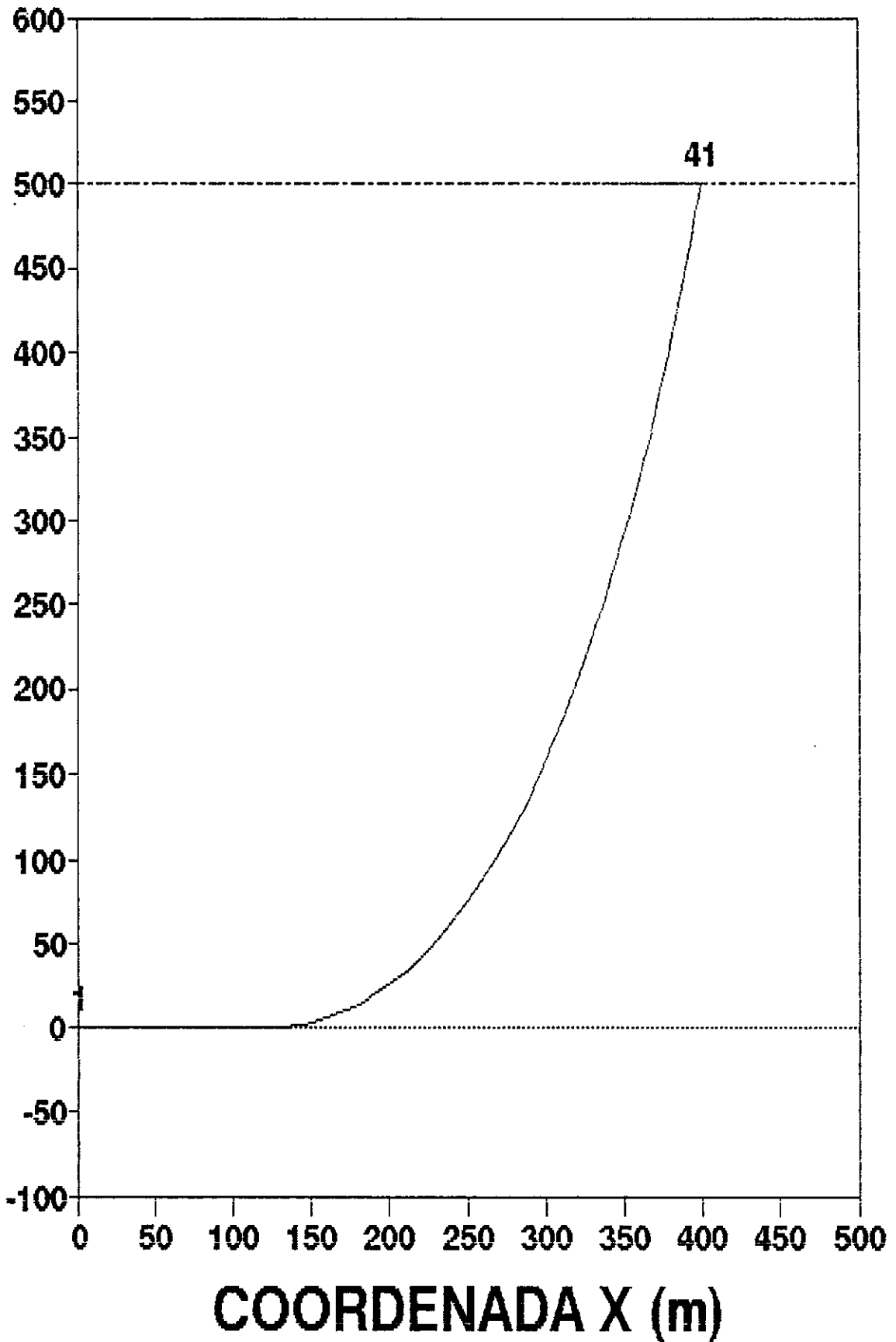
Este exemplo tem como objetivo avaliar como variam as tensões locais nas camadas internas e deformações globais de um riser flexível quando este elemento estrutural está submetido aos esforços estáticos ou quase-estáticos de operação de uma plataforma de petróleo.

O riser considerado está instalado na configuração de catenária livre, a uma profundidade de 500 m. São considerados os carregamentos de peso próprio, empuxo, peso do fluido interno, pressão externa, pressão interna e aquele oriundo do passeio da plataforma. A figura VI.1 apresenta as características da configuração adotada.

O riser adotado neste exemplo tem diâmetro interno de 4" (101.6 mm) e as características de cada camada, conforme fornecido pelo fabricante, são apresentadas na quadro VI.1.

O desenho esquemático com as camadas do riser flexível é apresentado na figura VI.2.

CATENÁRIA LIVRE ADOTADA



VI.1 - Configuração adotada

QUADRO VI.1 - Características Geométricas e Físicas dos Componentes do Riser

CARACTERÍSTICAS GEOMÉTRICAS

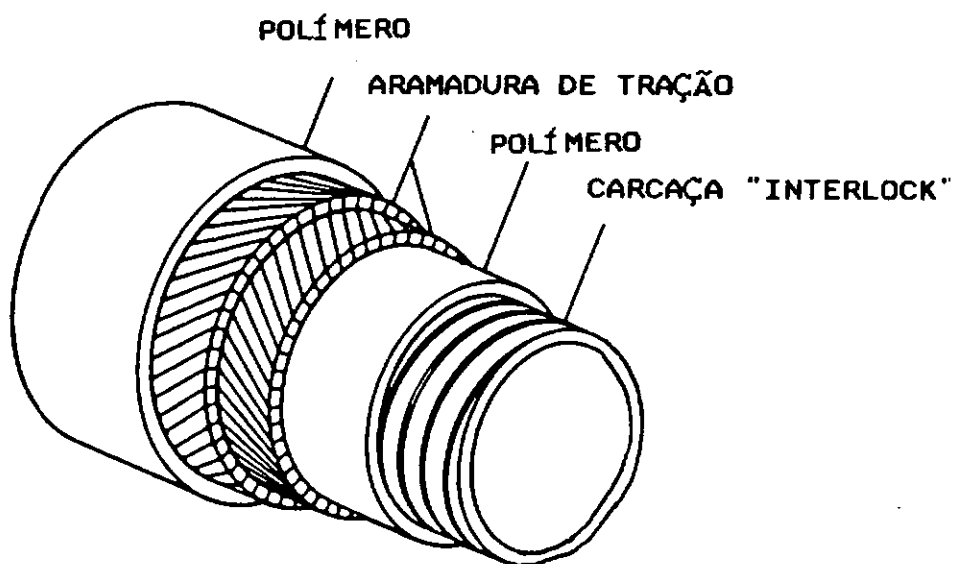
Camada	Descrição Geral	Espessura (mm)	Tensão de Ruptura (N/mm ²)
1	Carcaça "interlock"	5	500
2	Polímero (Poliamida 11)	6	15
3	Armadura de tração	2	1400
4	Armadura de tração	2	1400
5	Polímero	6	15

CARACTERÍSTICAS DAS ARMADURAS

Camada	Número de Espiras	Área/Seção Transversal (mm ²)	Ângulo de Assentamento (graus)	Módulo Elast. (N/mm ²)
1	1	65	88	210000
3	44	10	55	210000
4	45	10	-55	210000

Camada 1: Aço Inox

Camadas 3 e 4: Aço com baixo teor de carbono



VI.2 - Esquema das camadas do "riser" flexível

REFERÊNCIA: [94] SABBAGH

DADOS COMPLEMENTARES

Atrito entre as camadas: Aço com aço : 0.10

Aço com polímero : 0.07

Polímero com aço : 0.07

Polímeros: Módulo de Elasticidade: 350 N/mm^2

Coeficiente de Poisson: 0.3

Fabricante: Brasflex

O modelo estrutural considerado adota uma malha uniforme de 40 elementos de pórtico não-linear de JENNINGS. Além disto são adotadas molas não-lineares, que resistem apenas à compressão, para simular o fundo do mar. Não é considerado nenhum tipo de atrito com o solo marinho. A discretização considerada é apresentada na figura VI.3.

A partir dos resultados, foram construídos diagramas de esforço normal e momento fletor para mostrar qual a região da linha flexível mais solicitada e em seguida proceder a análise local. Os gráficos das figuras IV.4 e IV.5, apresentam estes diagramas para as três principais posições do passeio da plataforma (-50 m, 0 m e 50 m).

DISCRETIZAÇÃO DO MODELO

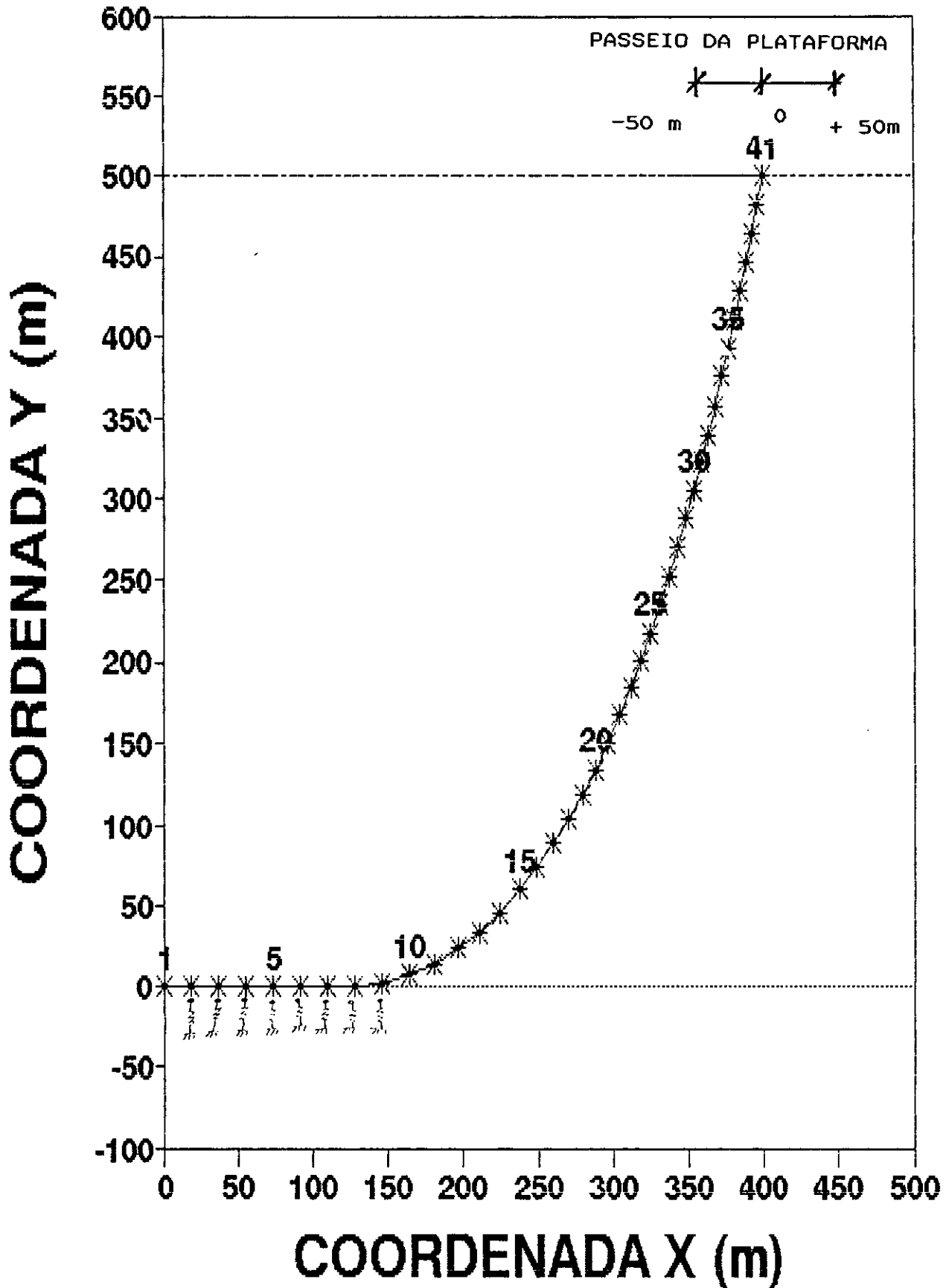
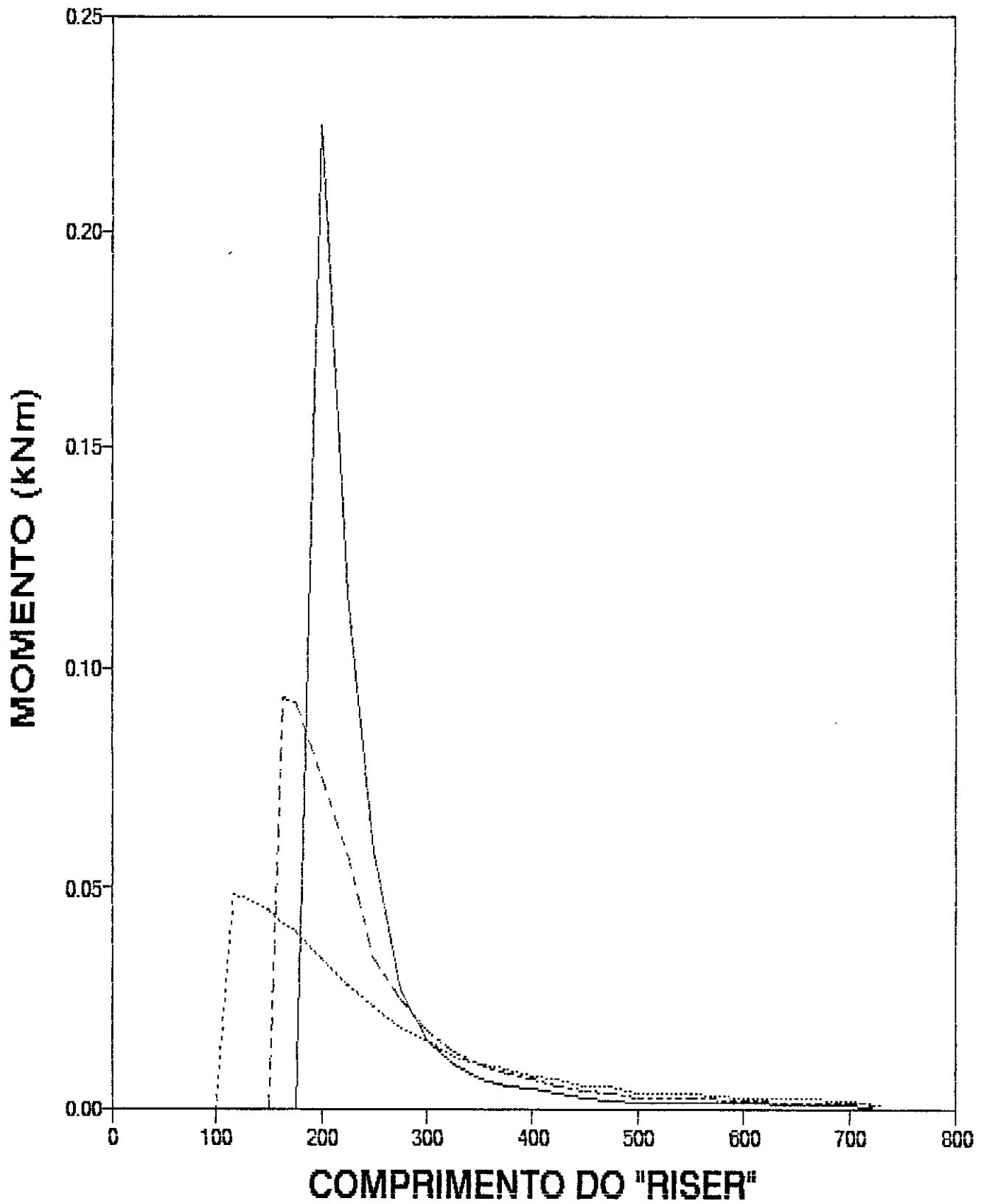


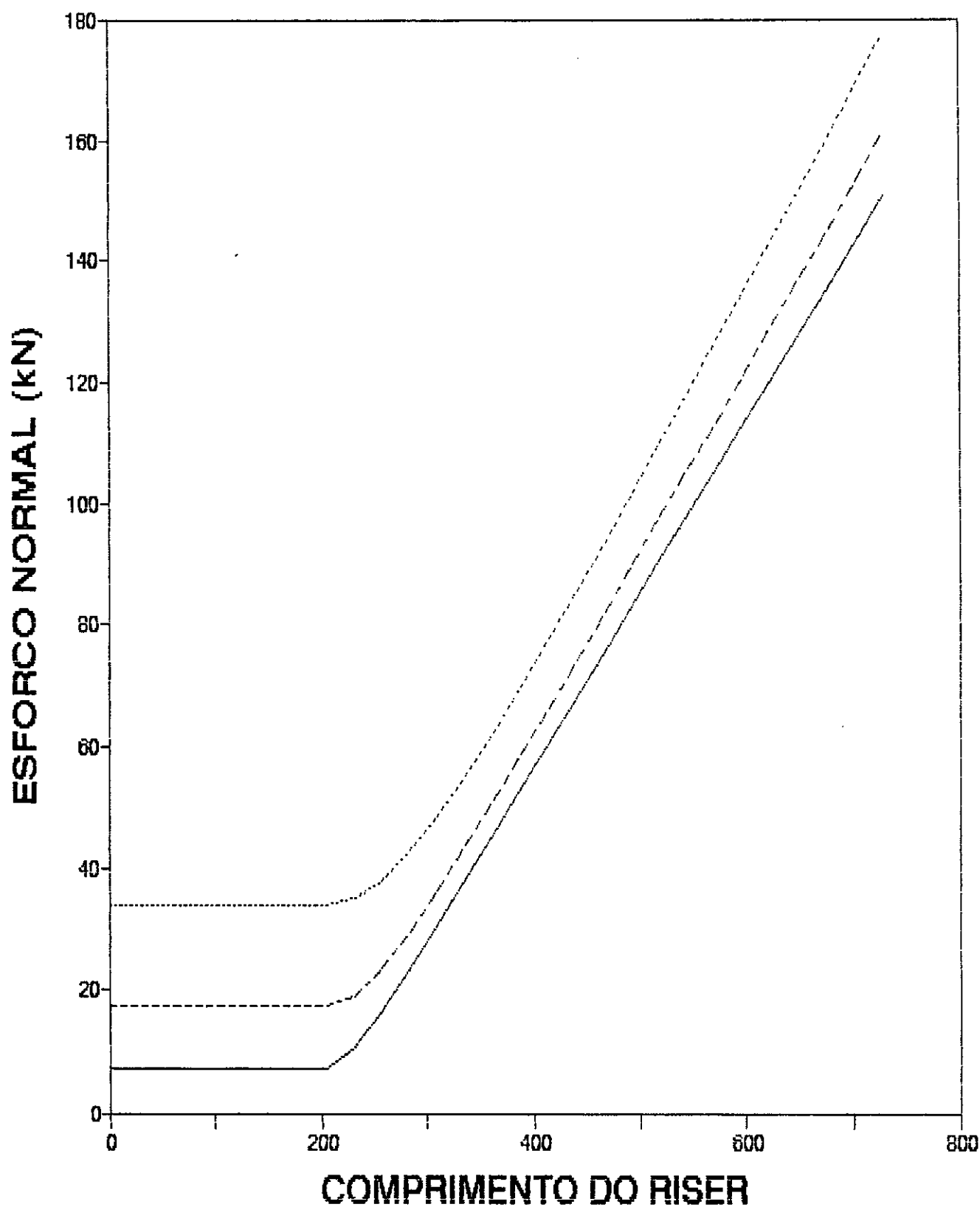
DIAGRAMA DE MOMENTOS FLETORES



— -50 m (NEAR) - - - - 0 m (MEAN) 50 m (FAR)

VI.4 - Diagrama de momentos fletores

DIAGRAMA DE ESFORÇOS NORMAIS



— -50 m (NEAR) - - - - 0 m (MEAN) 50 m (FAR)

VI.5 - Diagrama de esforços normais

Como se pode observar, os esforços de flexão são obviamente maiores nas regiões de curvaturas acentuadas, próximo ao ponto de contato com o solo, ao passo que a tensão axial é elevada próximo da superfície do mar. Estes resultados são bastante previsíveis em uma análise de riser flexível em catenária livre e não acrescenta muito para a escolha da seção adequada. Entretanto, podemos notar que os esforços por flexão são muito pequenos quando comparados aos esforços normais nos casos de operação.

Por esta razão, as regiões próximas ao nível do mar merecem uma verificação mais detalhada dos níveis de tensão e deformação.

Entretanto, para a situação de instalação, o "riser" fica sujeito a raios de curvatura muito pequenos que devem ser analisados detalhadamente. Quando isto ocorre, é necessário verificar não apenas os esforços normais ou de flexão. O raio de curvatura pequeno aproxima as espiras umas das outras, que chegando a situação limite de contato entre espiras, provoca tensões elevadas ocasionando problemas mecânicos na estrutura interna do "riser" e até mesmo o colapso por curvatura excessiva.

A seção escolhida encontra-se distante 18,25 m do nível do mar e está submetida aos seguintes esforços:

TABELA VI.1 - ESFORÇOS ATUANTES NA SEÇÃO À 18,25 m

	NORMAL	MOM. FLETOR	P.int	P.ext
	(kN)	(kN.m)	psi	psi
Mínimo	143.31	5.84 E -3	3000	26.61
Máximo	169.05	1.95 E -2	3000	25.95

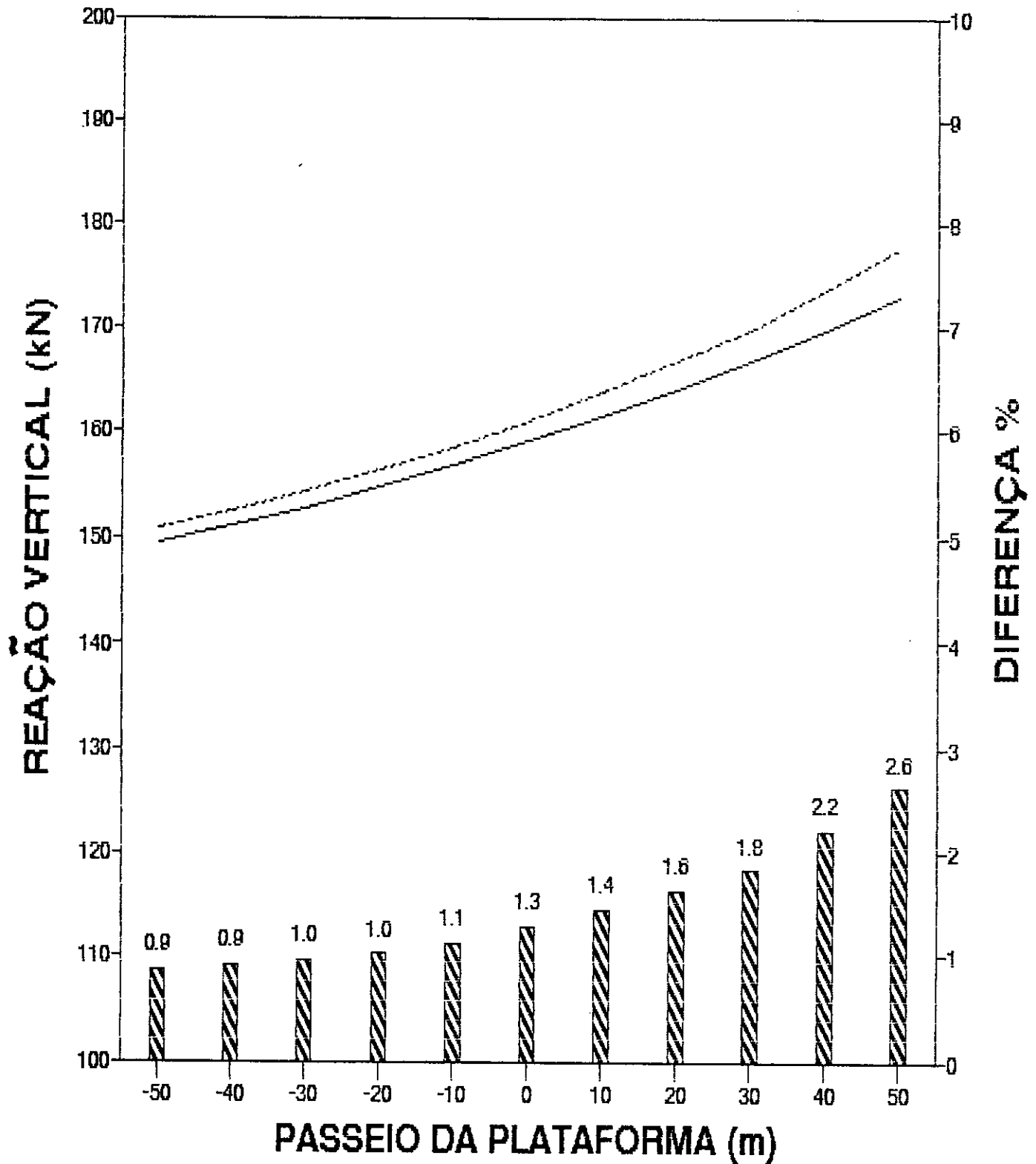
A figura VI.6 apresenta uma comparação entre as reações verticais na extremidade do riser fixada na plataforma, calculadas a partir da equação da catenária e com a presente análise.

Este gráfico indica também, no eixo vertical do lado direito, a diferença percentual entre as duas análises. O valor máximo de diferença encontrado foi de 2.6 % para a plataforma deslocada de + 50 metros.

O modelo matemático, utilizado neste trabalho, para a análise local (Batista et all [4,5]), é capaz de fornecer diversos resultados como já comentado no capítulo V. No presente trabalho, e para este caso de operação, três características foram selecionadas como sendo as mais importantes para serem analisadas, são elas:

- Deformações globais
- Tensões nas armaduras
- Tensões nos polímeros

REAÇÃO VERTICAL DE APOIO EXTREMIDADE DO RISER



VI.6 - Reação vertical na extremidade fixada na plataforma

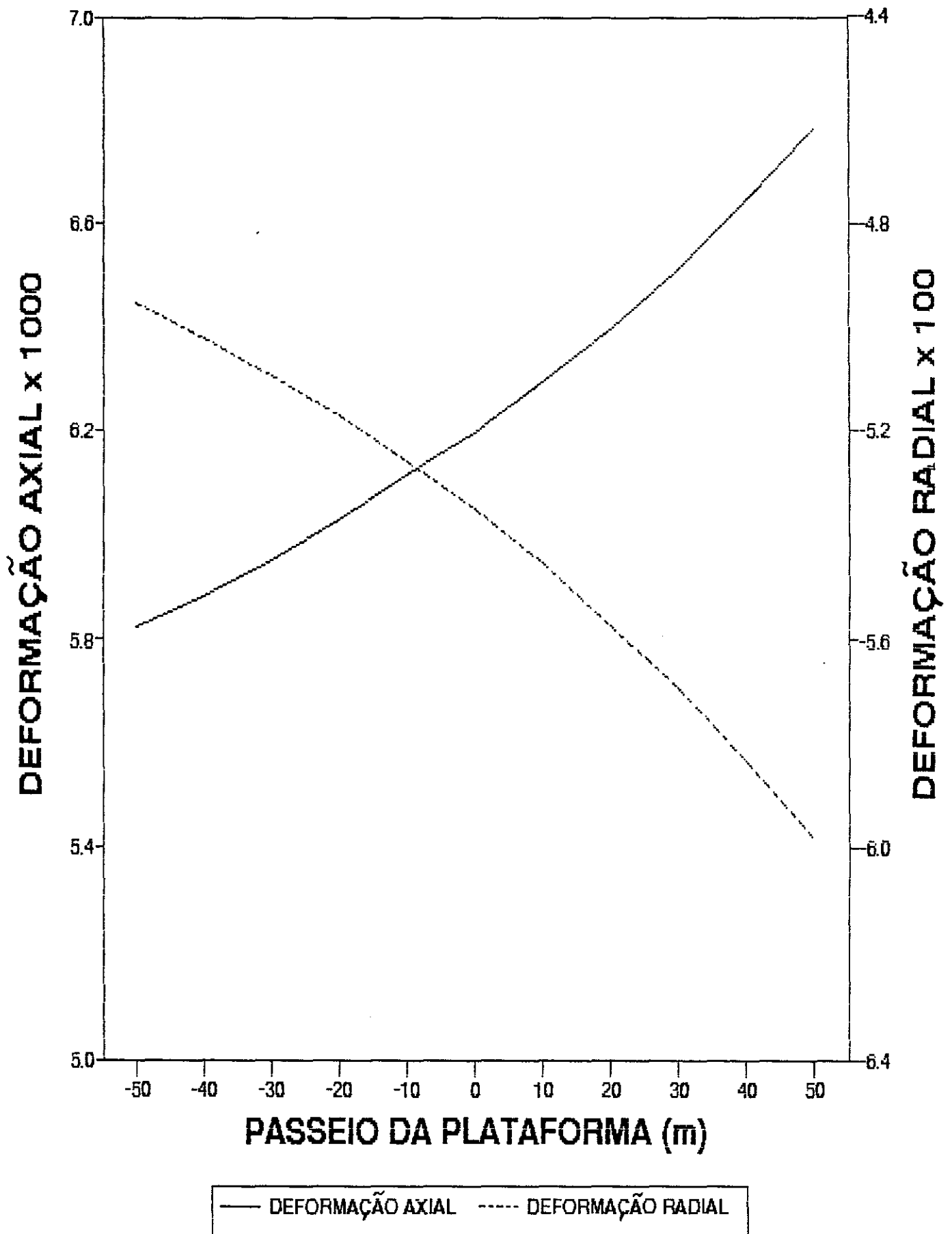
Os níveis de tensões foram analisados tomando-se como referência a tensão de ruptura do material, com o objetivo de avaliar o desempenho do projeto do riser e a taxa de utilização desta estrutura para a lâmina d'água que foi instalada.

A figura VI.7 apresenta as variações das deformações globais na seção à 18,25 do nível do mar em função do passeio da plataforma. O eixo esquerdo das ordenadas apresenta a deformação axial multiplicada por 1000 e o eixo direito indica a deformação radial do riser multiplicada por 100.

Pode-se observar um comportamento ligeiramente não-linear na variação destas deformações com o passeio da plataforma e a medida que a deformação axial vai aumentando, o raio da seção transversal do "riser" diminui de maneira coerente.

As variações das tensões internas nas armaduras de tração e na armadura "interlock" em função do passeio da plataforma são ilustradas no gráfico da figura VI.8. Este gráfico indica no eixo esquerdo das ordenadas a variação da razão entre as tensões de tração (S1 - camada interna e S2 - camada externa) nas armaduras e a tensão de ruptura do material (SR) dada no quadro VI.1. No eixo das ordenadas do lado direito, é indicada a variação das tensões na camada "interlock" (S3) dividida também pela tensão de ruptura do material (SR) dada no quadro VI.1.

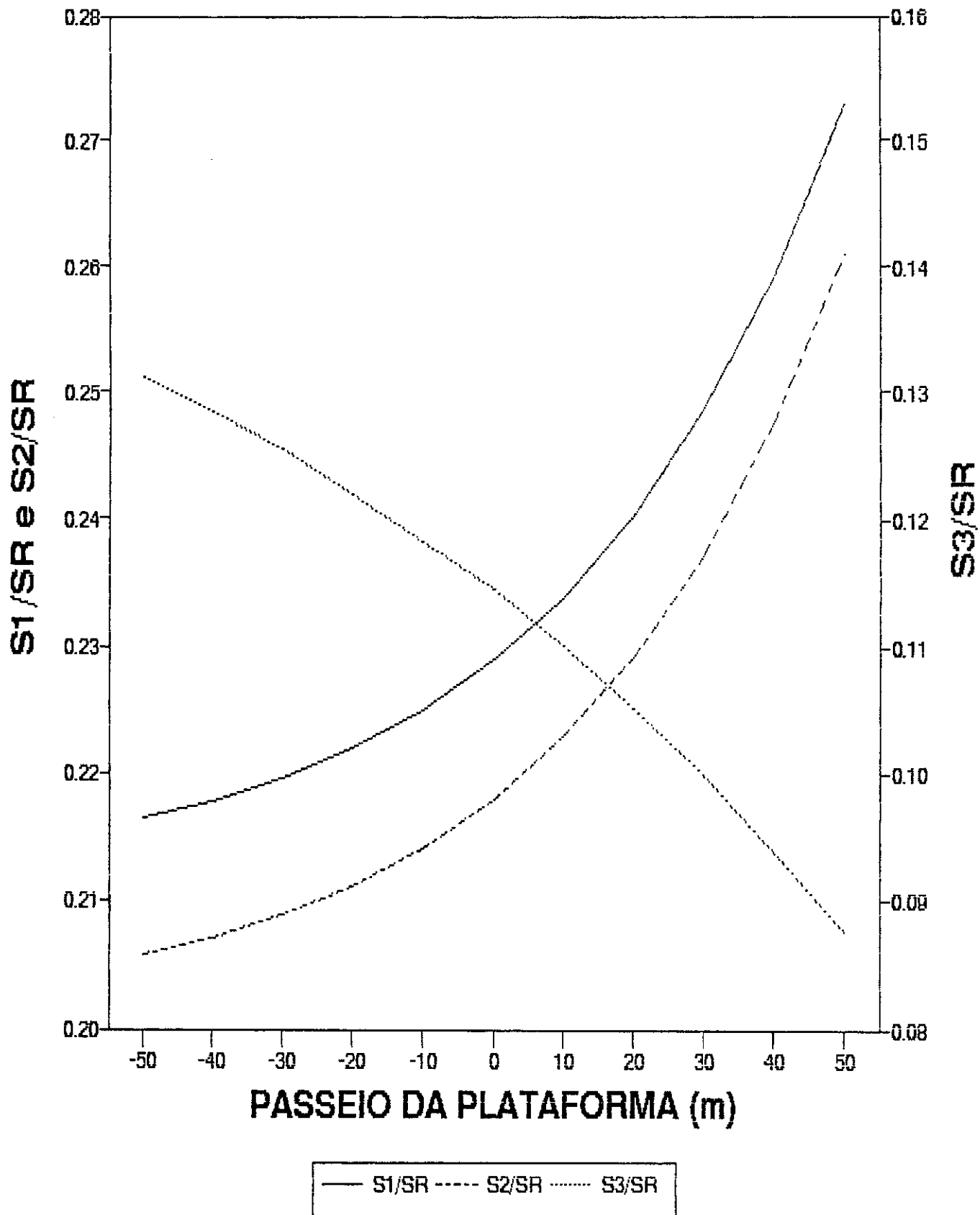
DEFORMAÇÕES GLOBAIS



VI.7 - Deformações globais do "riser"

TENSÕES NAS ARMADURAS

TENSÃO ATUANTE/TENSÃO RUPTURA



VI.8 - Tensão nas armaduras

São estas razões entre tensões, dadas pelas ordenadas da figura VI.8, que representam as taxas de utilização das armaduras, ou, de maneira ampla, da estrutura.

Observa-se que a variação das tensões das armaduras não é linear. A tabela VI.2 evidencia que, durante o passeio da plataforma, as tensões nas armaduras aumentaram numa razão maior que a taxa de crescimento do esforço normal.

Notamos também que a camada de tração mais interna (Camada 1) é sempre mais solicitada que a camada externa (Camada 2), isto acontece devido ao deslizamento relativo das camadas e à pressão de contato que a camada 2 exerce sobre a camada 1.

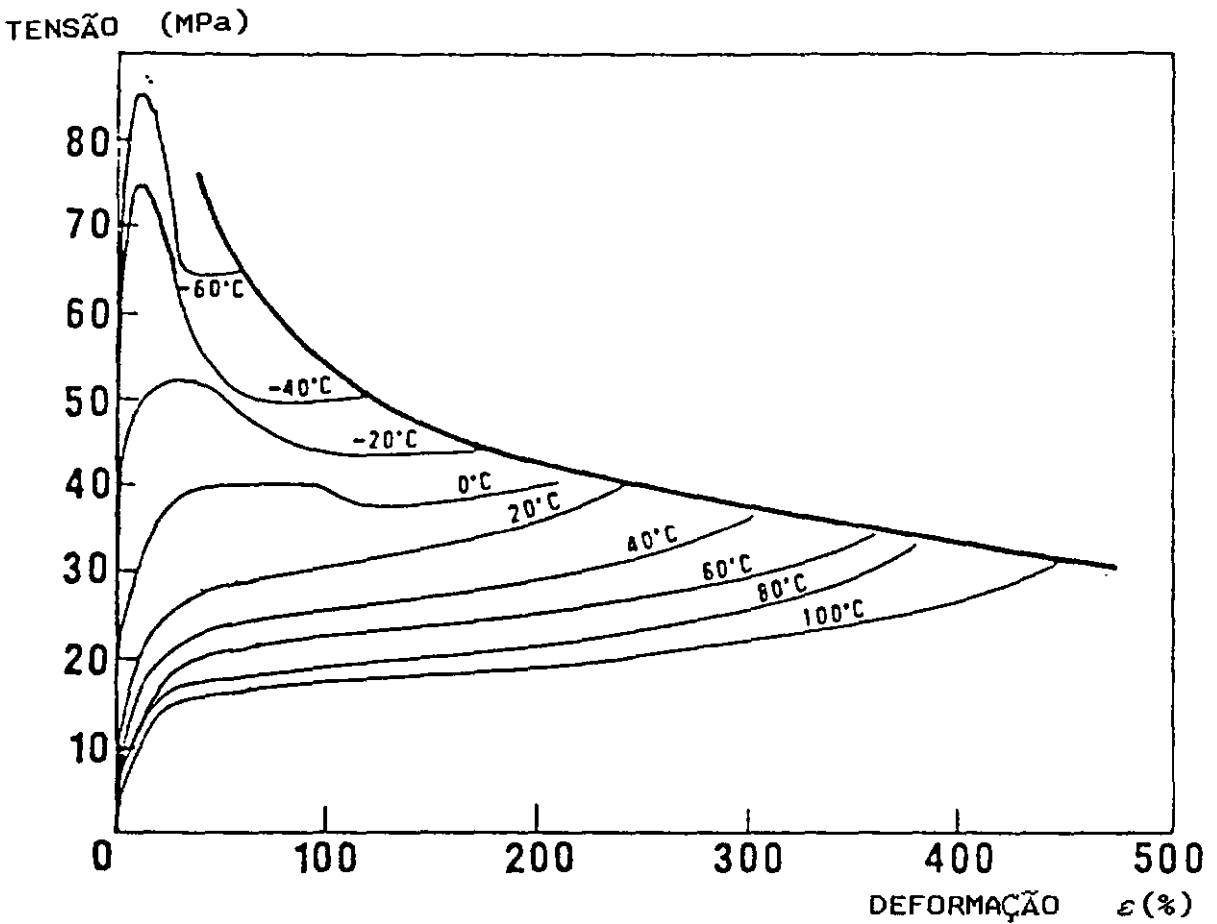
TABELA VI.2 - TAXA DE CRESCIMENTO DAS TENSÕES NAS ARMADURAS DE TRAÇÃO

PASSEIO	S1/SR	S2/SR	ESFORÇO
DA			AXIAL
PLATAFORMA	%	%	kN
-50	21.64	20.58	143.31
50	27.30	26.09	169.05
TAXA	26.16	26.77	17.96

Para a análise das camadas plásticas (polímeros) o fabricante fornece a curva tensão-deformação da poliamida 11 em várias temperaturas de utilização do material. Para saber a temperatura correta de cada camada deveria ser feito um estudo de transferência de calor identificando as propriedades térmicas de cada camada e as características (vazão, temperatura, etc) do fluido interno e externo. Como não é este o objetivo principal do trabalho, a análise de tensões no polímero, foi realizada para o caso mais desfavorável, segundo as curvas tensão-deformação, para a análise de tensões do polímero (temperatura de 100 °C).

Os gráficos das figuras VI.9, VI.10 e VI.11 apresentam as curvas tensão-deformação dos três principais polímeros utilizados na fabricação de risers flexíveis (Poliamida 11, Coflon e Polietileno de alta densidade).

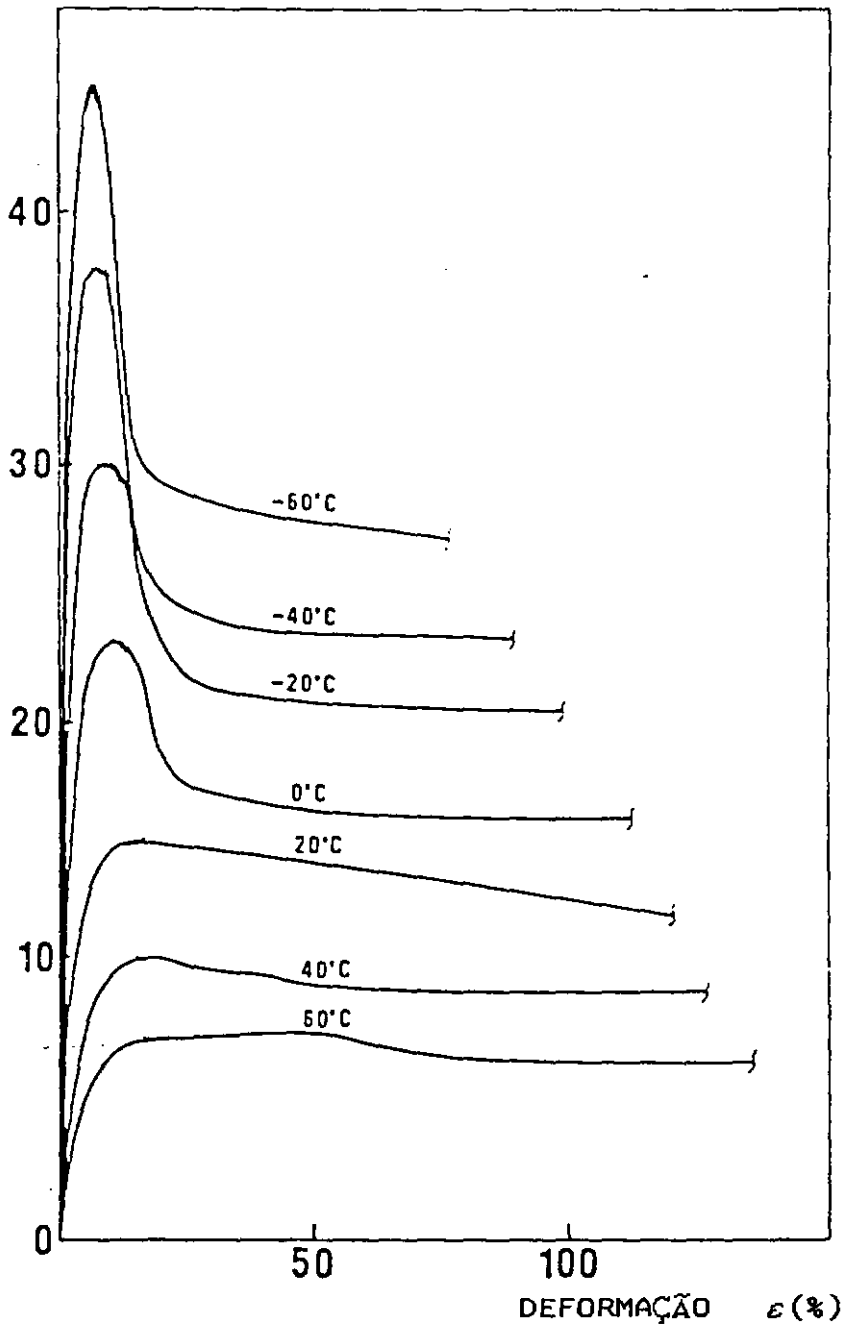
Na variação das tensões dos polímeros (S4 - tensão na camada interna e S5 tensão na camada externa) em função do passeio da plataforma podemos notar pela figura VI.12 uma não linearidade na resposta.



VI.9 - Curva tensão-deformação: Poliamida 11

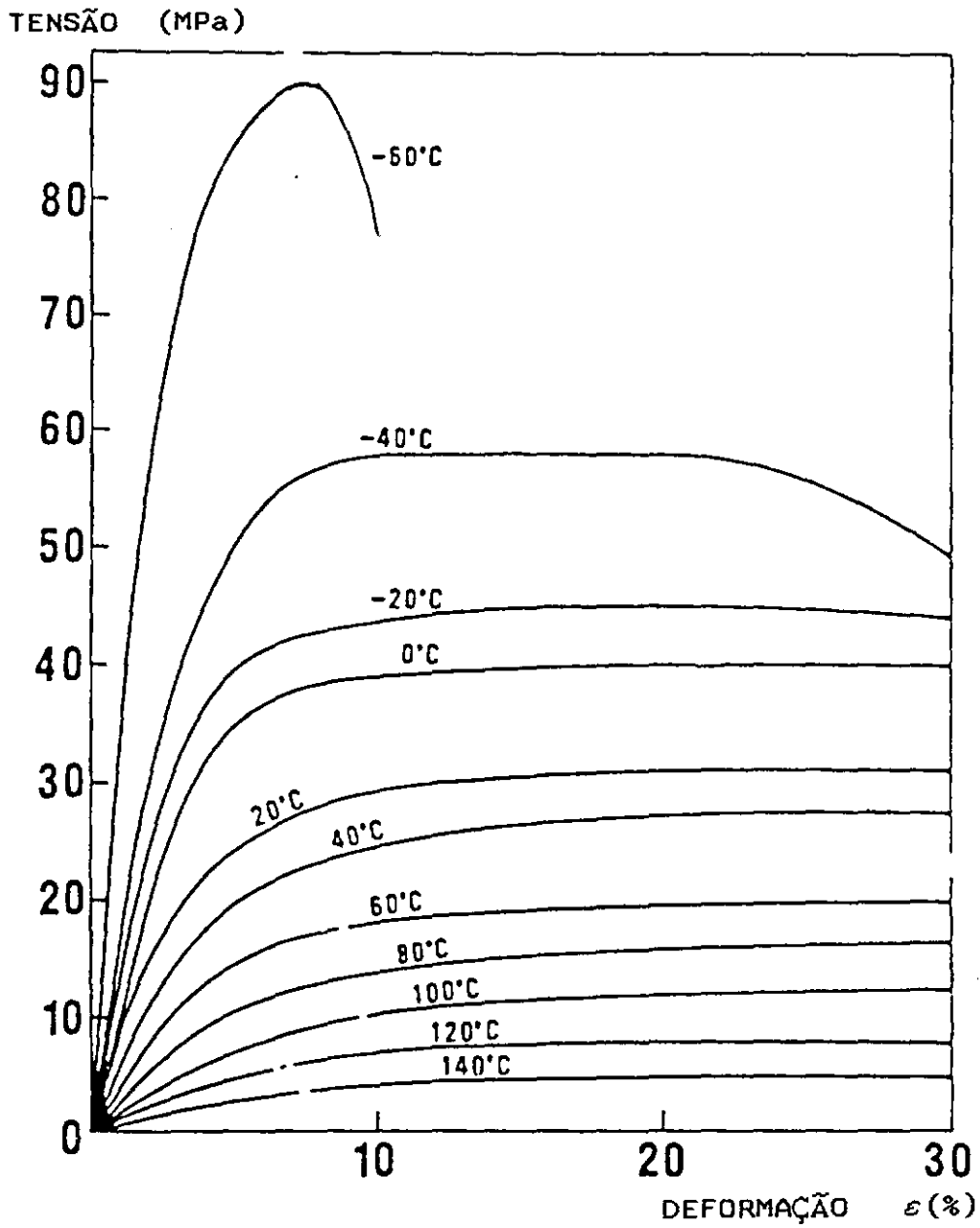
REFERÊNCIA: [31] SABBAGH

TENSÃO (MPa)



VI.11 - Curva tensão-deformação: Polietileno

REFERÊNCIA: [31] SABBAGH



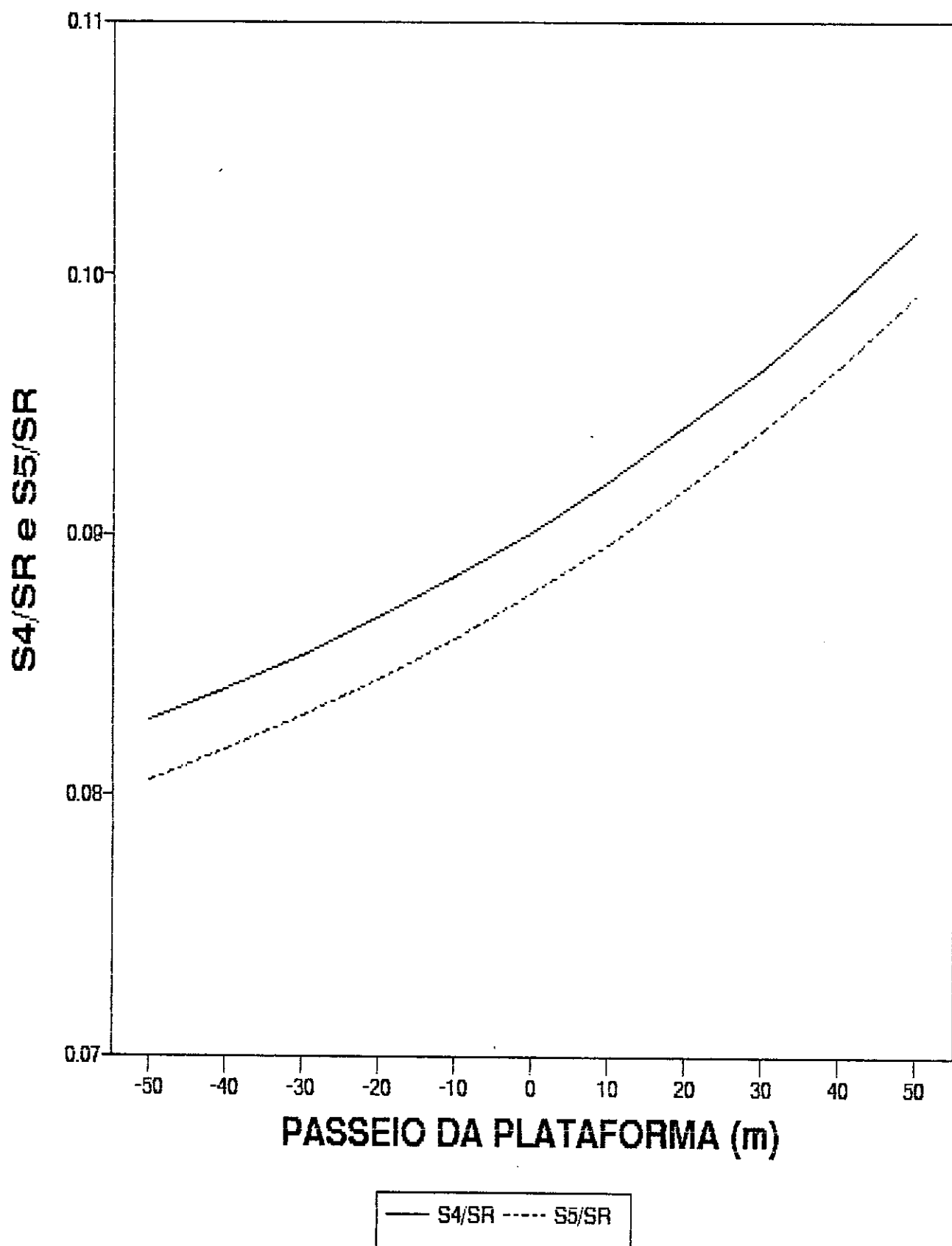
VI.10 - Curva tensão-deformação: Coflon

REFERÊNCIA: [31] SABBAGH

142

TENSÃO NOS POLÍMEROS

POLIAMIDA 11 - TEMP = 100 C



A tabela VI.3 mostra os valores do esforço axial na seção à 18,25 m do nível do mar e as tensões resultantes nestas camadas de polímero, para posições extremas do passeio da plataforma. Observam-se, mais uma vez, que as tensões S3 e S4 apresentaram uma taxa de crescimento superior à taxa de crescimento do esforço axial, durante a excursão da plataforma.

TABELA VI.3 - TAXA DE CRESCIMENTO DAS TENSÕES NOS POLÍMEROS

PASSEIO	S4/SR	S5/SR	ESFORÇO
DA			AXIAL
PLATAFORMA	%	%	kN
-50	8.29	8.06	143.31
50	10.17	9.93	169.05
VARIAÇÃO	22.67	23.17	17.96

Pode-se concluir que apesar do esforço normal ter sido a solicitação que teve a maior taxa de crescimento ao longo do passeio da plataforma (tabela VI.1),

Como as tensões nas armaduras apresentaram taxas de crescimento maiores que a do esforço normal, os valores máximos atingidos por este último, não devem ser utilizados isoladamente para verificação de tensões nas armaduras. Devido a simultaneidade dos esforços, da mudança de configuração do "riser" e das pressões de contato que interagem entre as

camadas, as tensões resultantes nas armaduras sofrem, como demonstrado, variações superiores às aquelas que seriam obtidas com o esforço normal.

Todos os resultados acima apresentados foram calculados pelo modelo completo de análise local (Capítulo V), onde são resolvidas $7N + 7M + 1$ equações (N é o número de camadas de aço e M é o número de camadas de polímeros). Foi apresentado, na seção V.2, um modelo simplificado, onde são feitas outras hipóteses simplificadoras e o número de equações fica reduzido a $3N + 3$ equações. Além destes dois métodos, existe na literatura [4,5] fórmulas aproximadas para o cálculo de tensões e deformações locais no "riser".

A análise local simplificada passa a ser, então um recurso que reduz o número de equações a serem resolvidas. Além deste processo simplificado, o projetista pode utilizar as fórmulas aproximadas. Entretanto, é necessário avaliar se estes recursos simplificados e aproximados comprometem a qualidade da resposta.

Desta maneira foi feita uma comparação entre os resultados fornecidos para a análise local pelos três métodos para o caso deste exemplo.

Esta comparação foi feita para as seguintes variáveis:

- Deformação axial ;
- Deformação radial ;
- Tensões de nas armaduras de tração e
- Tensões na camada "interlock".

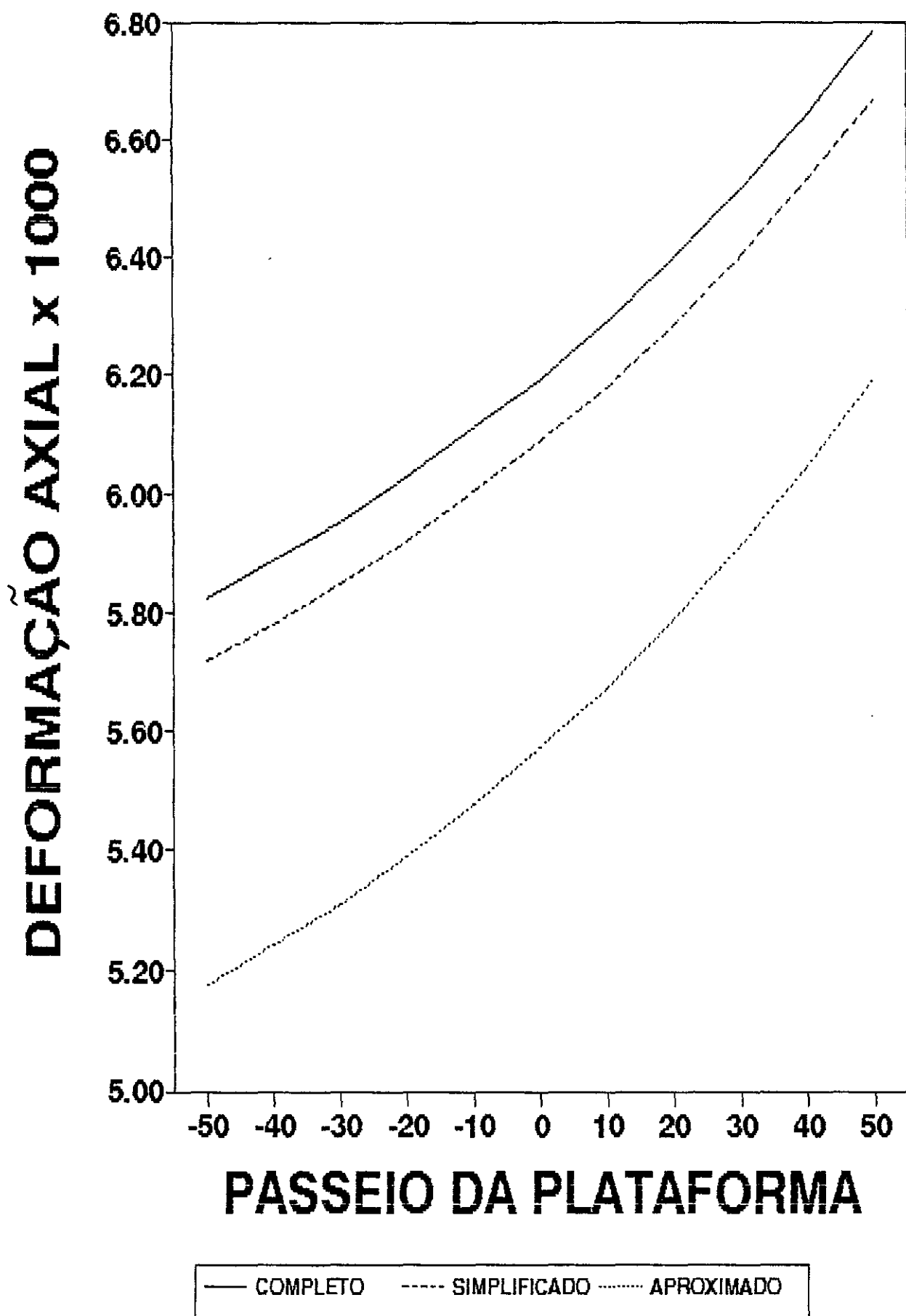
As figuras VI.13, VI.14, VI.15 e VI.16 apresentam as comparações entre as três maneiras de calcular as tensões e deformações locais para este exemplo, durante o passeio da plataforma.

Observa-se que, neste exemplo, existe uma concordância entre os modelos completo e simplificado, onde as variáveis estudadas diferem no máximo em 6 % (tensões da camada "interlock").

Entretanto, as fórmulas aproximadas apresentam resultados que se distanciam muito dos modelos completo e simplificado e devem ser utilizadas com cuidado pelos projetistas.

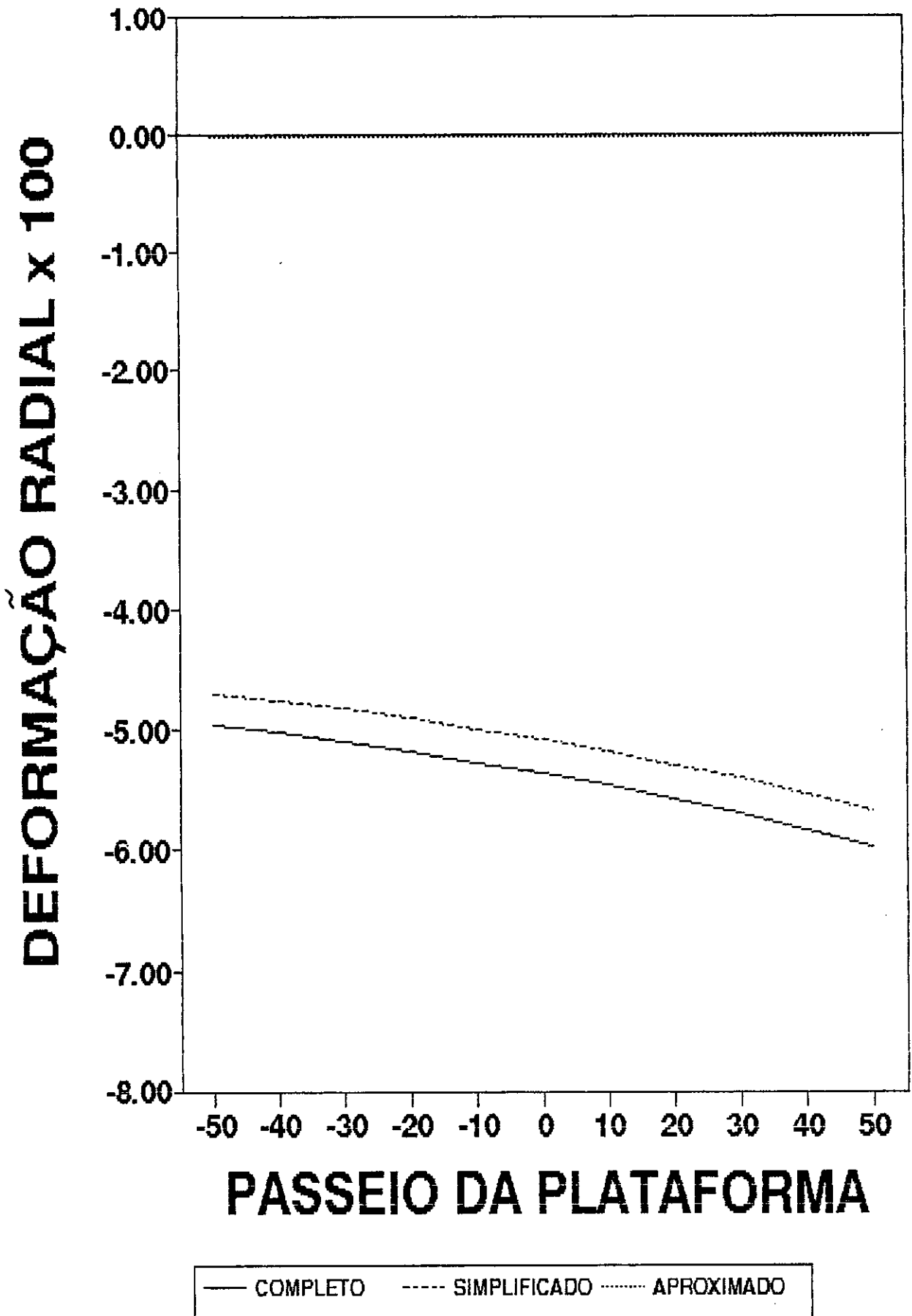
As fórmulas aproximadas consideram as duas camadas de tração em uma única camada. Na figura VI.16 esta camada está representada por S1.

COMPARAÇÃO DEFORMAÇÃO GLOBAL



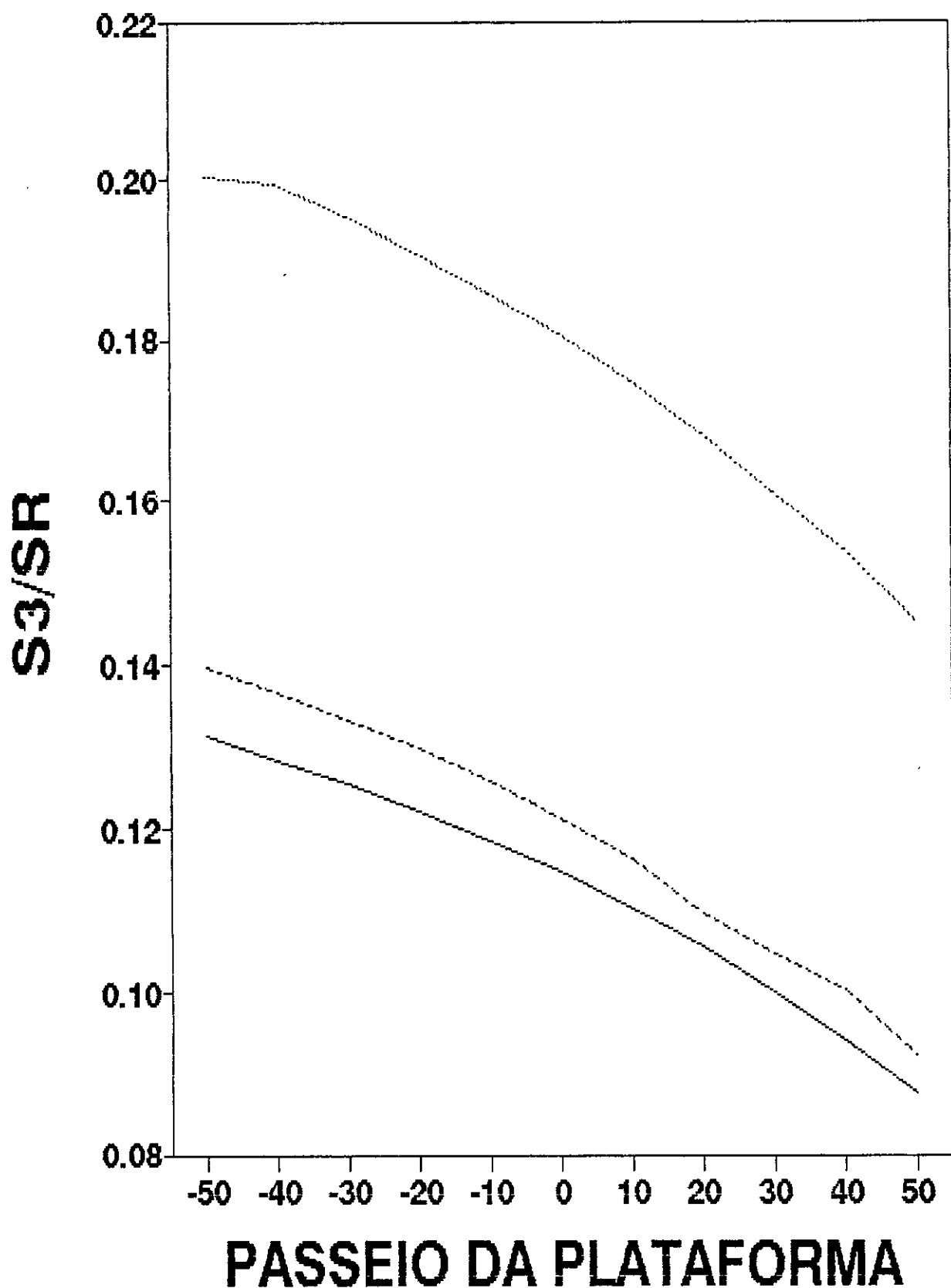
VI.13 - Comparação dos três modelos para deformação axial

COMPARAÇÃO DEFORMAÇÃO GLOBAL



VI.14 - Comparação dos três modelos para deformação radial

TENSOES NA CAMADA "INTERLOCK"

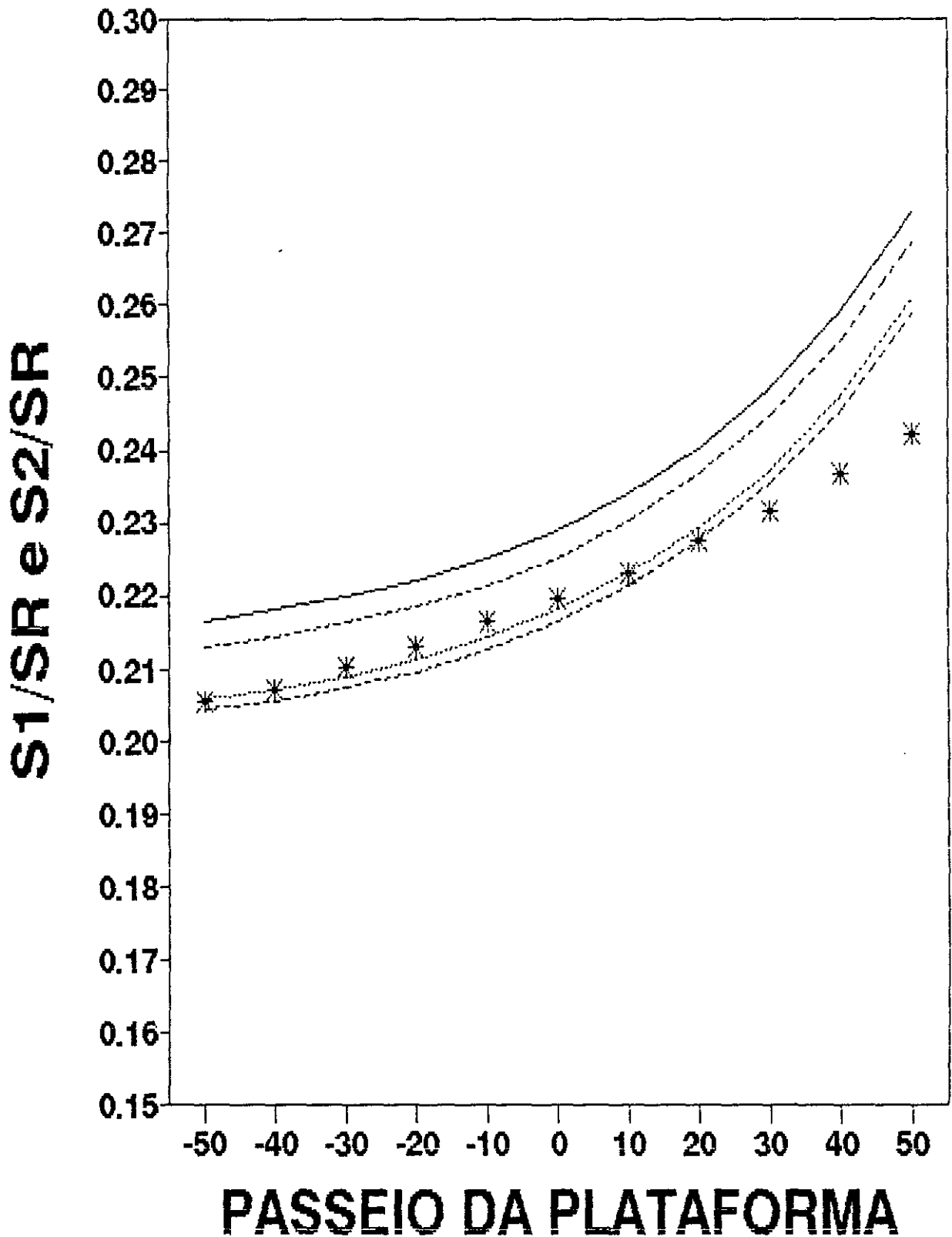


— COMPLETO ---- SIMPLIFICADO APROXIMADO

VI.15 - Comparação dos três modelos para tensão na camada

"interlock"

COMPARACAO TENSOES DE TRACAO



— S_1/SR COMPLETO S_2/SR COMPLETO ----- S_1/SR SIMPLIFICADO
 ----- S_2/SR SIMPLIFICADO * S_1/SR APROXIMADO

VI.16 - Comparação dos três modelos para tensão nas camadas de tração

CAPÍTULO VII

COMENTÁRIOS FINAIS E SUGESTÕES

VII.1- COMENTÁRIOS FINAIS

Ao longo deste trabalho pretendeu-se deixar claro a formulação apresentada e a sua validade em termos de aplicação prática. Alguns exemplos foram testados objetivando a transparência tanto do potencial quanto das limitações da formulação apresentada.

O exemplo operacional do capítulo VI apresentou resultados que indicaram uma variação não-linear das deformações globais e das tensões internas das camadas, durante o passeio da plataforma. Além disto, as tensões nas armaduras e nos polímeros cresceram uma taxa superior a taxa de crescimento do esforço normal. Isto é explicado pela simultaneidade de ações estáticas ou quase-estáticas que atuam no "riser" (pressão interna, pressão externa, peso próprio e aquelas oriundas do passeio da plataforma). Conclui-se então que utilizar o esforço normal ou a lâmina d'água como um parâmetro para o dimensionamento de uma estrutura de um "riser" não é adequado, pois desconsiderando a simultaneidade das demais ações, acarretará em "risers" não compatíveis com os reais esforços internos causando uma diminuição da vida

útil do "riser".

A catenária livre apresentada no capítulo VI encontra-se em operação. Neste tipo de configuração e nesta situação o "riser" apresenta curvaturas compatíveis com às estabelecidas pelo fabricante. Entretanto, no caso de instalação de um "riser" ou numa outra configuração ("lazy-wave", "Step-wave", etc) em operação pode apresentar curvaturas excessivas no "riser" podendo danificar as armaduras ou até mesmo no caso extremo chegar ao colapso.

Recentemente as empresas petrolíferas têm buscado soluções mistas (rígido e flexíveis), onde as tensões internas nas camadas de um "riser" flexível nas ligações entre estes dois tipos de estruturas devem ser verificadas com o auxílio de uma ferramenta global-local.

Os resultados apresentados no capítulo VI, indicam a estrutura interna do "riser" com taxas de utilização de cerca de 25%, para a situação de operação e com ações estáticas, resultando em coeficiente de segurança de aproximadamente igual a 4. Em outros casos este coeficiente pode atingir valores superiores a 7. Verifica-se assim, que a estrutura interna do "riser" pode ser otimizada, se uma análise de confiabilidade for realizada.

Os fabricantes de "risers" flexíveis em conjunto com as empresas de petróleo devem determinar um coeficiente de

segurança com base fundamentalmente numa análise do risco de ocorrer a ruptura de um "riser". É preciso quantificar os prejuízos causados pela ruptura deste tipo de estrutura. A partir deste risco, as fábricas devem ser direcionadas para operar a produção de maneira a tornar este risco mínimo.

Com o objetivo de otimizar os projetos de "risers" flexíveis e reduzir o impacto económico destas estruturas no projeto de exploração de um campo de petróleo, um sistema integrado global-local (G-L), e uma análise de confiabilidade faz-se necessário para calcular os esforços reais que atuam nas camadas internas dos "riser" flexíveis.

A utilização de elementos de catenária, mesmo em 3-D, fornecerá resultados, para o cálculo de esforços axiais bastante aproximados, que combinados com outros esforços devido às pressões atuantes serviriam para o cálculo de tensões internas.

Utilizando-se o elemento curvo de cabo catenária, a solução, estática ou dinâmica, seria direta e evitaria um esforço computacional elevado como o elemento de pórtico não-linear. Entretanto nos casos de instalação, onde as curvaturas podem ser excessivas e as tensões de flexão relevantes, a catenária 3-D não deve ser usada. Linhas de grande diâmetros e "bundles" (conjunto de linhas) também merecem uma consideração dos esforços de flexão.

VII.2 - SUGESTÕES

Para a continuidade deste trabalho pode-se sugerir:

- a) ampliação da análise global-local para análise dinâmica seja ela determinística ou não-determinística;
- b) análise de fadiga deste tipo de estrutura, principalmente nas conexões, considerando o atrito interno entre as camadas;
- c) utilização de pré e pós processadores gráficos que permitam facilidades na análise dos dados e resultados;
- d) desenvolvimento de análises experimentais em laboratório para aferição frequente da ferramenta numérica através da correlação de resultados;
- e) desenvolvimento de análises de transferência de calor no "riser" flexível, verificando a formação de parafinas e as temperaturas de cada camada.
- f) análise de confiabilidade da estrutura interna, conexões e do sistema flexível como um todo.
- g) consideração do elemento curvo de cabo-catenária para os casos onde as tensões de flexão são irrelevantes

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] BATHE, K.J., "Finite Element in Engineering Analysis",
Prentice-Hall, NJ, USA, 1982.

- [2] BATHE, K.J. e CIMENTO, A.P. - "Some Pratical Procedures
for the Solution of Nonlinear Finite Element
Equations", Computer Methods in Applied Mechanics
and Engineering, Vol. 22, pp. 59-85,
1980.

- [3] BATISTA, R.C. - " Instabilidade Estrutural", Notas de
Aula, COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, 1990.

- [4] BATISTA, R.C. e EBECKEN, N.F.F., " Análise do
Comportamento Mecânico Local de Risers Flexíveis",
Relatório de Atividades Desenvolvidas para a
PETROBRÁS; COPPE/UFRJ, 1988.

- [5] BATISTA, R.C., BOGARIN, J.A.G. e EBECKEN, N.F.F., " Local
Mechanical Behavior of Multilayered Flexible
Risers", Presented at Brazil Offshore, Rio de
Janeiro, Brasil, 1988.

- [6] BENJAMIN, A.C. - "Análise Não-linear Geométrica de Pórticos Tridimensionais pelo Método dos Elementos Finitos", Tese de M.Sc., COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, 1982.
- [7] BERGAN, P.G and CLOUGH, RW - "Convergence Criteria for Interactive Process", AIAA Journal, Vol. 10, pp. 1107-1108, 1972.
- [8] CHAJES, A e CHURCHILL, J.E., "Nonlinear Frame Analysis by Finite Element Methods", Journal of the Structure Division - ASCE, Vol. 113, pp. 1221-1235, June, 1987.
- [9] COFLEXIP TECHNICAL DATA SHEETS - Subject: Petrobras Structures References: 25.022, 63.021, 63.023, 101.165, 101.171, 152.154, 203.268 e 254.166.
- [10] DASAMBIAGIO, E.R., "Estudo da Catenária Aplicado ao Projeto de Sistemas de Linhas Flexíveis", Relatório 002/91 da PETROBRÁS\CENPES\DIPREX\SEPRON Rio de Janeiro, 1991.

- [11] EBECKEN, N.F.F. - "LORANE-LN Uma linguagem orientada à Análise Estrutural Não-linear", Tese de D.Sc., COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, 1977.
- [12] ELLWANGER, G.B. - " Análise de Estruturas Offshore I", Notas de Aula, COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, 1990.
- [13] FÉODOSIEV, V., "Resistência dos Materiais", Lopes da Silva, PORTO, 1977.
- [14] FERRANTE, J.A. - " Elementos Finitos I", Notas de Aula, COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, 1990.
- [15] FERRANTE, J.A. - " Elementos Finitos II", Notas de Aula, COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, 1990.
- [16] GEYMAIR, J.A.B. - "FRAES - Protótipo de Sistema Especialista Para Análise do Comportamento Mecânico Local de Risers Flexíveis" ,Tese de M.Sc., COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, 1990.
- [17] GERE, J.M. e WEAVER, W., " Análise de Estruturas Reticuladas", Guanabara Dois, RJ, 1981.

- [18] GOTO, Y., OKAMOTO T., ARAKI, M. e FUKU, T., " Analytical Study of the Mechanical Strength of Flexible Pipes", Journal of Offshore Mechanical and Artic Engineering, 1987, pp 249-253.
- [19] HSU, T.H. , " Applied Offshore Structural Engineering ", Gulf Publishing Company, HOUSTON, USA, 1984.
- [20] JACOB, B.P. - Estratégias Computacionais Para a Análise Não-Linear Dinâmica de Estruturas Complacentes Para Águas Profundas", Tese de D.Sc., COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, 1990.
- [21] JENNINGS, A. - " Frame Analysis Including Change of Geometry" - Journal of Structural Division ASCE, 94, No. ST3, pp 627-644, 1968.
- [22] KRIEZIS, G.A. e PATRIKALAKIS, N.M., " Three-Dimensional Non-linear Dynamics of Compliant Risers", MIT Sea Grant College Program, MIT - Massachusetts Intitute of Technology, USA, 1987.

- [23] MARQUES, O.A. - " Solução de Problemas de Autovalor Generalizados Através do Método Iteração por Subespaços em Blocos e do Algoritmo de Lanczos com Ortogonalização Seletiva", Tese de M.Sc., COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, 1986.
- [24] McNAMARA, J.F., O'BRIEN P.J. e GILROY, J.P., "Nonlinear Analysis of Flexible Risers Using Hybrid Finite Elements", Proceedings of the 5th International Offshore Mechanics and Artic Engineering Symposium, VOL 3, ASME, Tokyo, JAPAN, 1986, pp 371-377.
- [25] McNAMARA, J.F., O'BRIEN P.J. e DUNNE, F.P.E., " Three Dimension Nonlinear Motion Risers and Offshore Loading Towers", Presented at the 6th International Offshore Mechanics and Artic Engineering Symposium, ASME, Houston, USA, 1988, pp 232-237.
- [26] MOURELLE, M.M. - "Análise de Estruturas Marítimas e Sistemas Flexíveis Constituídos por Cabos", Tese de M.Sc., COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, 1984.

- [27] MOURELLE, M.M. e GONZALEZ, E.C., " Programa ANFLEX - Curso de Utilização.", Apostila do curso ministrado na PETROBRÁS\CENPES\DIPREX\SEDEM, Rio de Janeiro, 1991.
- [28] NEVES, F.A. - "Vibrações de Estruturas Aporticadas Espaciais Estaiadas", Tese de M.Sc., COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, 1990.
- [29] PAIXÃO, C.L. - "Análise Não-linear Geométrica de Estruturas Reticuladas Com Aplicação Ao Lançamento de Oleodutos Submerinos", Tese de M.Sc., UNICAMP, Rio de Janeiro, 1990.
- [30] PEYROT, A.H. e GOULIS, A.M., " Analysis of flexible trasmission Lines" - Journal of the Structure Division - ASCE, May, 1978.
- [31] SABBAGH, J.P., " A Glossary of Flexible Pipe Terminology", COFLEXIP, Paris, 1988.
- [32] SORIANO, H.L. - " Introdução as Técnicas Computacionais", Notas de Aula, COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, 1990.

- [33] SPARKS, C.P., "The Influence of Tension, Pressure and Weight on Pipe and Riser Deformation and Stresser". Transaction of the ASME, vol 106, pp 46-54, 1984.
- [34] VILAÇA, S.F. - " Mecânica dos Sólidos I", Notas de Aula, COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, 1990.
- [35] ZIENKIEWICZ, O.C. e MORGAN, K. , "Finite Elements and Approximation", John Wiley & Sons, NY, USA, 1983.
- [36] ZIENKIEWICZ, O.C. e TAYLOR, R.L. , "The Finite Element Method", McGraw-Hill International Editions , NY, USA, 1989.